

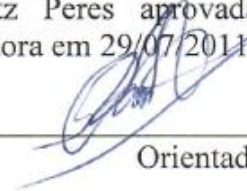
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
E INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
CIÊNCIAS E ENGENHARIA DE PETRÓLEO

Gustavo Schultz Peres

**Estudo Experimental de uma Bomba operando  
como Turbina para Acionamento de Bombas  
Centrífugas Submersas**

CAMPINAS  
2011

Este exemplar corresponde à redação final da dissertação defendida por Gustavo Schultz Peres aprovada pela Comissão julgadora em 29/07/2011.

  
Orientador

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
E INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
CIÊNCIAS E ENGENHARIA DE PETRÓLEO

# **Estudo Experimental de uma Bomba operando como Turbina para Acionamento de Bombas Centrífugas Submersas**

Autor: Gustavo Schultz Peres

Orientador: Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart

Curso: Ciências e Engenharia de Petróleo

Área de Concentração: Exploração

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à Comissão de Pós Graduação em Ciências e Engenharia de Petróleo da Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Ciências e Engenharia de Petróleo.

Campinas, 2011  
SP – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

P415e Peres, Gustavo Schultz  
Estudo experimental de uma bomba operando como turbina para acionamento de bombas centrífugas submersas / Gustavo Schultz Peres. --Campinas, SP: [s.n.], 2011.

Orientador: Antonio Carlos Bannwart.  
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências.

1. Engenharia do petróleo. 2. Bombas centrífugas. 3. Turbinas hidráulicas. I. Bannwart, Antonio Carlos. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências. III. Título.

Título em Inglês: Experimental study of a pump as turbine to drive centrifugal submersible pumps

Palavras-chave em Inglês: Petroleum engineering, Centrifugal pump, Hydraulic turbines

Área de concentração: Exploração

Titulação: Mestre em Ciências e Engenharia de Petróleo

Banca examinadora: Jose Tomaz Vieira Pereira, Valdir Estevam

Data da defesa: 29-07-2011

Programa de Pós Graduação: Ciências e Engenharia de Petróleo


UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
E INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
CIÊNCIAS E ENGENHARIA DE PETRÓLEO  
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

# **Estudo Experimental de uma Bomba operando como Turbina para Acionamento de Bombas Centrífugas Submersas**

Autor: Gustavo Schultz Peres

Orientador: Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



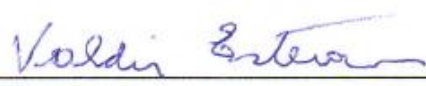
---

Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart, Presidente  
DEP/FEM/UNICAMP



---

Prof. Dr. Jose Tomaz Vieira Pereira  
DE/FEM/UNICAMP



---

Dr. Valdir Estevam  
PETROBRAS

Campinas, 29 de julho de 2011.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a todos que contribuíram para a realização deste trabalho, em especial:

Ao prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart, pela oportunidade de integrar o grupo de pesquisa e pela orientação.

A Dra. Natache Arrifano Sassim e aos colegas William, Jorge, Matheus e Leandro, do LabPetro, pelo auxílio nos testes no laboratório.

Ao Dr. Valdir Estevam, da Petrobras, e ao aluno de Doutorado Alexandre Parker de Oliveira pelo esclarecimento das dúvidas relacionadas ao protótipo.

Ao Eng. Mauro Fernando Bragantini, pelas sugestões e contribuições no desenvolvimento experimental.

A secretária Sonia de Oliveira e a bibliotecária Alice Obata, pela atenção no atendimento das dúvidas e solicitações.

Ao CEPETRO e PETROBRAS, pelo apoio financeiro, através da concessão de uma bolsa de estudos.

Aos meus pais Israel e Vilma, a minha irmã Vivian, e a minha namorada Michele, pelo apoio e orientação durante o desenvolvimento deste trabalho.

## RESUMO

PERES, Gustavo Schultz, *Estudo Experimental de uma Bomba operando como Turbina para Acionamento de Bombas Centrífugas Submersas*. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2011. 117 p. Dissertação de Mestrado.

O método de elevação artificial através do bombeio centrífugo submerso (BCS) é amplamente conhecido na produção de petróleo. Uma alternativa a este método é o *hydraulic submersible pump* (HSP) que consiste de uma bomba submersa acoplada ao mesmo eixo de uma turbina hidráulica, que é acionada através do fluido a elevada pressão fornecido por uma bomba *booster* na superfície. As vantagens do sistema HSP em comparação ao (BCS) nas aplicações *offshore* tem sido discutidas, principalmente devido as suas características de ampla faixa operacional, altas velocidades de rotação e maior tempo médio entre falhas. Em vista disto, o presente estudo avalia o desempenho de uma bomba centrífuga operando como turbina, ou seja, operando em modo reverso, para o acionamento de outras bombas em sistemas de elevação de petróleo. O rotor de uma bomba submersa convencional, operando como turbina, foi investigado. Um arranjo experimental específico foi construído para as medidas dos parâmetros de desempenho, torque, velocidade de rotação, vazão e altura manométrica na turbina, coletados de acordo com dois procedimentos propostos. Curvas de desempenho de altura manométrica, potência de eixo e eficiência são apresentadas e uma comparação com o desempenho do mesmo rotor operando como bomba é discutida. Um método disponível na literatura para estimar os parâmetros de desempenho da turbina a partir dos respectivos parâmetros da bomba, foi utilizado para comparação com os dados experimentais.

### Palavras-Chave

Engenharia de Petróleo, Elevação Artificial, *Hydraulic Submersible Pump*, Bomba operando como Turbina, Bomba Centrífuga.

## **ABSTRACT**

PERES, Gustavo Schultz, Experimental Study of a Pump as Turbine to Drive Centrifugal Submersible Pumps. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2011. 117 p. Dissertação de Mestrado.

The method of artificial lift through a conventional electrical submersible pump (ESP) is well known in petroleum production. The alternative hydraulic submersible pump technology (HSP) consists of a submersible pump coupled to the same shaft of a hydraulic turbine, which is driven by high pressure water from a surface booster pump. The advantages of the HSP system over the conventional ESP for offshore applications have been discussed, mainly due to its characteristics of wider operating range, higher rotation speeds and higher mean time to failure (MTTF). In view of this, the present study is aimed at the performance evaluation of a centrifugal pump working as turbine (PAT), i.e., operating in reverse mode, to drive another pumps in artificial lift systems. The impeller of a conventional submersible pump operating as turbine was investigated. A specific apparatus was built for measurement of performance parameters such as torque, rotation speed, flow rate and pressure drop through the turbine, collected according two proposed procedures. Performance curves such as head, brake power and efficiency are presented and a comparison with the performance of the same impeller operating as pump is discussed. A method available in the literature to derive the turbine performance parameters from the correspondent pump performance was used for comparison with data

### **Key Words**

Petroleum Engineering, Artificial Lift, Hydraulic Submersible Pump, Pump as Turbine, Centrifugal Pump.

# SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	ix
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	xii
<b>LISTA DE NOMENCLATURAS</b> .....	xv
<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	1
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	6
2.1. <i>Hydraulic Submersible Pump</i> (HSP) .....	6
2.2. Bomba Funcionando como Turbina (BFT) .....	11
2.2.1. Conceito .....	11
2.2.2. Estudos experimentais e métodos para predição do desempenho .....	15
2.2.3. Método de Alatorre-Frenk (1994) .....	17
<b>3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b> .....	21
3.1. Sistema de freio de Prony .....	26
3.2. Sistema de aquisição de dados.....	28
3.3. Procedimento para os testes no modo turbina .....	30
3.3.1. Procedimento para o teste 1 .....	33
3.3.2. Procedimento para o teste 2.....	36
3.4. Procedimento para os testes no modo bomba.....	38
<b>4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS</b> .....	41
4.1. Modo turbina .....	42
4.1.1. Testes 1A .....	42
4.1.2. Testes 1B .....	48
4.1.3. Teste 2A.....	54



4.1.4. Teste 2B .....	54
4.2. Modo bomba .....	58
4.2.1. Carcaça A.....	58
4.2.2. Carcaça B.....	59
4.3. Análise da eficiência global máxima.....	61
4.3.1. Perdas hidráulicas .....	62
4.3.2. Perdas mecânicas .....	69
4.4. Modo turbina teórico .....	72
4.4.1. Carcaça A.....	72
4.4.2. Carcaça B.....	75
<b>5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....</b>	<b>80</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>83</b>
<b>APÊNDICES</b>	
A - TESTES COMPLEMENTARES .....	85
B – ANÁLISE DE INCERTEZAS .....	92
<b>ANEXOS</b>	
<b>ANEXO I – TABELAS .....</b>	<b>97</b>
<b>ANEXO II – FOTOS .....</b>	<b>115</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Método de elevação artificial HSP.....	1
Figura 2.1 – Bomba centrífuga submersa e detalhe de um estágio .....	11
Figura 2.2 – Modos de operação de uma bomba centrífuga do tipo voluta. (a) Modo bomba, (b) Modo turbina (modificado de White, 2003) .....	12
Figura 2.3 – Curvas típicas de desempenho de uma bomba centrífuga .....	13
Figura 2.4 – Curvas típicas de desempenho de uma turbina hidráulica.. .....	13
Figura 2.5 – Diagramas de velocidades na operação idealizada de um rotor de bomba centrífuga convencional. (a) Modo bomba, (b) Modo turbina .....	14
Figura 3.1 – Esquema das instalações experimentais.....	21
Figura 3.2 – Protótipo. (a) BFT e bomba centrífuga, (b) BFT, Carcaça A, (c) BFT, Carcaça B ..	22
Figura 3.3 – Vista em corte da BFT. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B no modo turbina .....	23
Figura 3.4 – Curvas de desempenho da bomba <i>booster</i> para 3500 [rpm] e 60 [Hz].....	24
Figura 3.5 – Sistema de freio de Prony. ....	26
Figura 3.6 – Sistema de freio de Prony no protótipo.....	27
Figura 3.7 – Sistema de aquisição de dados .....	28
Figura 3.8 – Tela da interface do sistema de aquisição de dados. ....	29
Figura 3.9 – Curva de altura manométrica em função da vazão para uma bomba <i>booster</i> e, para uma BFT com diferentes cargas no eixo. ....	31
Figura 3.10 – Linha de tendência da altura manométrica em função da vazão, teste 1A, $H_{med} = 61,58[m]$ e $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ .....	31
Figura 3.11 – Variações de velocidade e vazão na BFT em função da velocidade na <i>booster</i> , teste 3A, sistema de freio desacoplado .....	33
Figura 3.12 – Procedimento experimental para o teste 1. ....	34
Figura 3.13 – Procedimento experimental para o teste 2.. ....	37
Figura 3.14 – Esquema das ligações hidráulicas na carcaça A, modo bomba .....	38
Figura 3.15 – Esquema das ligações hidráulicas na carcaça B, modo bomba, teste B1 .....	39
Figura 3.16 – Esquema das ligações hidráulicas na carcaça B, modo bomba, teste B2.....	40
Figura 3.17 – Esquema das ligações hidráulicas na carcaça B, modo bomba, teste B3.....	40

Figura 4.1 – Curvas de desempenho da BFT para $H = 60,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 600[rpm]$ , teste 1A. (a) Vazão, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da velocidade de rotação .....	43
Figura 4.2 – Curvas de desempenho adimensionais da BFT para $H = 60,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ , teste 1A. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão .....	45
Figura 4.3 – Curvas de desempenho da BFT para $H = 112,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , teste 1A. (a) Vazão, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da velocidade de rotação .....	46
Figura 4.4 – Curvas de desempenho adimensionais da BFT para $H = 112,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , teste 1A. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão .....	47
Figura 4.5 – Curvas de desempenho da BFT para $H = 50,86[m]$ e $\omega_{Booster} = 2500[rpm]$ , teste 1B. (a) Vazão, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da velocidade de rotação .....	50
Figura 4.6 – Curvas de desempenho adimensionais da BFT para $H = 50,86[m]$ e $\omega_{Booster} = 2500[rpm]$ , teste 1B. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão .....	51
Figura 4.7 – Curvas de desempenho da BFT para $H = 98,41[m]$ e $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , teste 1B. (a) Vazão, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da velocidade de rotação .....	52
Figura 4.8 – Curvas de desempenho adimensionais da BFT para $H = 98,41[m]$ e $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , teste 1B. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão .....	53
Figura 4.9 – Curvas de desempenho adimensionais da BFT, teste 2A. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão.....	56
Figura 4.10 – Curvas de desempenho adimensionais da BFT, teste 2B. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão.....	57
Figura 4.11 – Curvas de desempenho da BFT, modo bomba, carcaça A.....	58
Figura 4.12 – Localização dos pontos para as medidas de temperatura, modo bomba, carcaça A. Ponto 1, entrada da bomba centrífuga. Ponto 2, região próxima ao mancal da BFT....	59
Figura 4.13 – Curvas de desempenho da BFT, modo bomba, carcaça B. (a) Teste B1, (b) Teste B2, (c) Teste B3.....	60
Figura 4.14 – Rotor da BFT no modo turbina. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B.....	64
Figura 4.15 – Arredondamento das extremidades do rotor. (a) Palheta, (b) Paredes .....	65

Figura 4.16 – Tubo de extração na saída de uma bomba centrífuga de carcaça do tipo voluta.....	66
Figura 4.17 – Vista em corte. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B no modo bomba .....	68
Figura 4.18 – Rotor da BFT no modo bomba. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B .....	69
Figura 4.19 – Vista em corte do retentor .....	70
Figura 4.20 – Curvas de potência referentes ao teste 1A para $H = 60,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ . (a) Potência de eixo e potência dissipada no retentor para diferentes fatores de atrito, (b) Razão $P_R/P$ para cada ponto experimental em função da velocidade de rotação.....	71
Figura 4.21 – Curvas de desempenho adimensionais, carcaça A. (a) Modo bomba, (b) Modo turbina teórico.....	73
Figura 4.22 – Curvas de desempenho teóricas e experimentais (teste 1A, $H = 60,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ ), modo turbina, carcaça A .....	74
Figura 4.23 – Curvas de desempenho adimensionais da BFT, carcaça B. (a) Teste B3, modo bomba, (b) Modo turbina teórico.....	76
Figura 4.24 – Curvas de desempenho teóricas e experimentais, modo turbina, carcaça B .....	77
Figura A.1 – Procedimento experimental para os teste 3A e 3B.....	86
Figura A.2 – Variações de velocidade e vazão na BFT em função da velocidade na <i>booster</i> , teste 3A. (a) Sistema de freio desacoplado, (b) Sistema de freio acoplado .....	87
Figura A.3 – Variações de velocidade e vazão na BFT em função da velocidade na <i>booster</i> , teste 3B, sistema de freio acoplado.....	89
Figura A.4 – Procedimento experimental para o teste 4B.....	90
Figura A.5 – Variações do torque, pressão e vazão na BFT no tempo, para as condições de carga máxima e acima da máxima .....	91
Figura II.1 – Instalações de testes.....	115
Figura II.2 – Tanque de abastecimento do sistema .....	115
Figura II.3 – Acionamento da BFT. (a) Variador de frequência da bomba <i>booster</i> , (b) Bomba <i>booster</i> .....	116
Figura II.4 – Componentes da BFT. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B, (c) Rotor, (d) Retentor.....	116
Figura II.5 – Sistema de instrumentação da BFT. (a) Transdutores de pressão, (b) Medidor Coriolis de vazão, (c) Tacômetro .....	117

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Eficiência máxima para os modos de operação das bombas avaliadas em Derakhshan e Nourbakhsh (2007) .....	16
Tabela 2.2 – Faixas de velocidade específica para os grupos de bombas avaliados por Alatorre-Frenk (1994).....	18
Tabela 3.1 – Dados da instrumentação utilizada nas instalações experimentais.....	25
Tabela 3.2 – Dados dos transdutores de pressão .....	25
Tabela 3.3 – Testes realizados na BFT .....	33
Tabela 3.4 – Grade de teste, teste 1A, $H_{med} = 60,81$ [m] e $\omega_{Booster} = 2600$ [rpm].....	35
Tabela 3.5 – Grade de teste, teste 1A, $H_{med} = 112,81$ [m] e $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm].....	35
Tabela 3.6 – Grade de teste, teste 1B, $H_{med} = 51$ [m] e $\omega_{Booster} = 2500$ [rpm].....	35
Tabela 3.7 – Grade de teste, teste 1B, $H_{med} = 98,41$ [m] e $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm].....	35
Tabela 3.8 – Grade de teste, teste 2A .....	37
Tabela 3.9 – Grade de teste, teste 2B .....	37
Tabela 3.10 – Ligações hidráulicas na carcaça B, modo bomba.....	39
Tabela 4.1 – Eficiência no BEP, modo turbina .....	55
Tabela 4.2 – Eficiência no BEP, modo bomba.....	61
Tabela 4.3 – BEP para o modo bomba e modo turbina teórico, carcaça A .....	73
Tabela 4.4 –BEP para o modo bomba e modo turbina teórico, carcaça B .....	76
Tabela B.1 – Dados da instrumentação utilizada nas instalações experimentais .....	92
Tabela B.2 – Dados dos transdutores de pressão.....	93
Tabela B.3 – Teste 1A, $H = 60,81$ [m] e $\omega_{Booster} = 2600$ [rpm], incerteza no BEP .....	94
Tabela B.4 – Teste 1A, $H = 112,81$ [m] e $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm], incerteza no BEP .....	95
Tabela B.5 – Teste 1B, $H = 50,26$ [m] e $\omega_{Booster} = 2500$ [rpm], incerteza no BEP .....	95
Tabela B.6 – Teste 1B, $H = 98,41$ [m] e $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm], incerteza no BEP .....	95
Tabela B.7 – Teste 2A, incerteza no BEP .....	95
Tabela B.8 – Teste 2B, incerteza no BEP.....	95
Tabela I.1 – Teste 1A, $H = 60,81$ [m] e $\omega_{Booster} = 2600$ [rpm], parâmetros de desempenho.....	97
Tabela I.2 – Teste 1A, $H = 60,81$ [m] e $\omega_{Booster} = 2600$ [rpm], parâmetros adimensionais de desempenho .....	97

Tabela I.3 – Teste 1A, $H = 112,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , parâmetros de desempenho.....	98
Tabela I.4 – Teste 1A, $H = 112,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , parâmetros adimensionais de desempenho .....	98
Tabela I.5 – Teste 1B, $H = 98,41[m]$ e $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , parâmetros de desempenho .....	98
Tabela I.6 – Teste 1B, $H = 98,41[m]$ e $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , parâmetros adimensionais de desempenho .....	98
Tabela I.7 – Teste 1B, $H = 50,26[m]$ e $\omega_{Booster} = 2500[rpm]$ , parâmetros de desempenho .....	99
Tabela I.8 – Teste 1B, $H = 50,26[m]$ e $\omega_{Booster} = 2500[rpm]$ , parâmetros adimensionais de desempenho .....	100
Tabela I.9 – Teste 2A, parâmetros de desempenho .....	101
Tabela I.10 – Teste 2A, parâmetros adimensionais de desempenho .....	102
Tabela I.11 – Teste 2B, parâmetros de desempenho .....	103
Tabela I.12 – Teste 2B, parâmetros adimensionais de desempenho .....	104
Tabela I.13 – Teste no modo bomba, carcaça A, parâmetros de desempenho .....	105
Tabela I.14 – Teste B1, carcaça B, parâmetros de desempenho .....	105
Tabela I.15 – Teste B2, carcaça B, parâmetros de desempenho .....	105
Tabela I.16 – Teste B3, carcaça B, parâmetros de desempenho .....	105
Tabela I.17 – Potência dissipada no retentor para $f = 0,388$ , teste 1A, $H = 60,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ .....	106
Tabela I.18 – Potência dissipada no retentor para $f = 1$ , teste 1A, $H = 60,81[m]$ e $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ .....	106
Tabela I.19 – Teste no modo bomba, carcaça A, parâmetros adimensionais de desempenho ....	107
Tabela I.20 – Teste B3, carcaça B, parâmetros adimensionais de desempenho.....	107
Tabela I.21 – Modo turbina teórico, carcaça A, parâmetros adimensionais de desempenho (n°s de referência 1 ao 35) .....	108
Tabela I.22 – Modo turbina teórico, carcaça A, parâmetros adimensionais de desempenho (n°s de referência 36 ao 70) .....	109
Tabela I.23 – Modo turbina teórico, carcaça B, parâmetros adimensionais de desempenho (n°s de referência 1 ao 40) .....	110
Tabela I.24 – Modo turbina teórico, carcaça B, parâmetros adimensionais de desempenho (n°s de referência 41 ao 80) .....	111

Tabela I.25 – Modo turbina teórico, carcaça B, parâmetros adimensionais de desempenho (n°s de referência 81 ao 87) .....	112
Tabela I.26 – Teste 3A, freio acoplado .....	112
Tabela I.27 – Teste 3A, freio desacoplado .....	113
Tabela I.28 – Teste 3B, freio acoplado.....	114

# LISTA DE NOMENCLATURAS

## Letras Latinas

<b>A<sub>H</sub></b>	Coeficiente da curva característica de altura manométrica no modo turbina	[m <sup>-5</sup> .s <sup>2</sup> ]
<b>A<sub>I</sub></b>	Área de contato do lábio de vedação no eixo	[m <sup>2</sup> ]
<b>A<sub>M</sub></b>	Coeficiente da curva característica de torque no modo turbina	[kg.m <sup>-4</sup> ]
<b>b</b>	Comprimento da barra do freio de Prony (braço)	[m]
<b>B<sub>H</sub></b>	Coeficiente da curva característica de altura manométrica no modo turbina	[m <sup>-2</sup> .s <sup>2</sup> ]
<b>B<sub>M</sub></b>	Coeficiente da curva característica de torque no modo turbina	[kg.m <sup>-1</sup> ]
<b>C<sub>h</sub></b>	Coeficiente adimensional de altura manométrica	
<b>C<sub>H</sub></b>	Coeficiente da curva característica de altura manométrica no modo turbina	[m.s <sup>2</sup> ]
<b>C<sub>p</sub></b>	Coeficiente adimensional de potência	
<b>C<sub>q</sub></b>	Coeficiente adimensional de vazão	
<b>d</b>	Diâmetro do eixo	[m]
<b>D</b>	Diâmetro externo do rotor	[m]
<b>E<sub>T</sub></b>	Parâmetro adimensional no BEP da curva característica de altura manométrica no modo turbina	
<b>E<sub>2T</sub></b>	Parâmetro adimensional no BEP da curva característica de altura manométrica no modo turbina	
<b>f</b>	Fator de atrito dinâmico	
<b>F</b>	Força	[N]
<b>F<sub>r</sub></b>	Força radial de compressão do lábio de vedação no eixo	[N]
<b>g</b>	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
<b>H</b>	Altura manométrica	[m]
<b>m</b>	Massa	[kg]
<b>p<sub>e</sub></b>	Pressão de entrada na BFT	[Pa]
<b>p<sub>s</sub></b>	Pressão de saída na BFT	[Pa]
<b>P</b>	Potência de eixo	[W]



<b>P<sub>R</sub></b>	Potência dissipada no retentor	[W]
<b>Q</b>	Vazão	[m <sup>3</sup> /s]
<b>r</b>	Raio do rotor	[m]
<b>T</b>	Torque de eixo	[N.m]
<b>u</b>	Velocidade periférica do rotor	[m/s]
<b>V</b>	Velocidade absoluta do fluido	[m/s]
<b>w</b>	Velocidade do fluido relativa à palheta do rotor	[m/s]

---

### Letras Gregas

<b><math>\alpha</math></b>	Ângulo da velocidade absoluta	[rad]
<b><math>\eta</math></b>	Eficiência	
<b><math>\rho</math></b>	Massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
<b><math>\omega</math></b>	Velocidade de rotação do eixo	[rad/s]
<b><math>\Omega</math></b>	Velocidade específica adimensional	

---

### Superescritos

<b>^</b>	BEP
----------	-----

---

### Subscrito

<b>1</b>	Entrada de fluido no rotor
<b>2</b>	Saída de fluido no rotor
<b>P</b>	Modo bomba
<b>R</b>	Retentor
<b>T</b>	Modo turbina
<b>BFT</b>	Bomba funcionando como Turbina
<b>Booster</b>	Bomba <i>Booster</i>
<b>TE</b>	Modo turbina teórico

---

### Siglas

<b>ASME</b>	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
<b>BCS</b>	Bombeio Centrífugo Submerso

<b>BEP</b>	<i>Best efficiency Point</i>
<b>BFT</b>	Bomba Funcionando como Turbina
<b>CFD</b>	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
<b>ESP</b>	<i>Electrical Submersible Pump</i>
<b>HPRT</b>	<i>Hydraulic Power Recovery Turbine</i>
<b>HSP</b>	<i>Hydraulic Submersible Pump</i>
<b>ISO</b>	<i>International Organization for Standardization</i>
<b>RGO</b>	Razão Gás-óleo

# 1. INTRODUÇÃO

O método de elevação artificial *Hydraulic Submersible Pump* (HSP) é uma alternativa ao amplamente utilizado *Electrical Submersible Pump* (ESP) ou bombeio centrífugo submerso (BCS) na produção de óleo *offshore*. Na figura 1.1 apresenta-se um poço vertical submarino com um sistema HSP. A bomba centrífuga submersa esta acoplada ao mesmo eixo de uma turbina hidráulica. Esta é acionada através de um fluido motriz fornecido por uma bomba *booster* localizada na superfície. A turbina fornece então a energia mecânica ao eixo da bomba para elevação do fluido produzido. Nesta configuração, o fluido motriz ao sair da turbina se mistura com o fluido produzido na coluna de produção. Outras configurações são possíveis para a produção separada destes fluidos e também para outros tipos de completação.

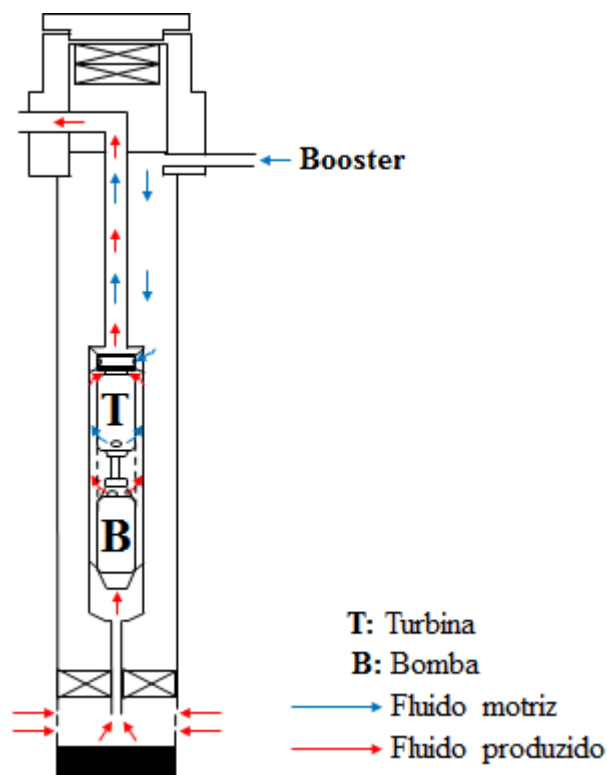


Figura 1.1 – Método de elevação artificial HSP.

São destacadas algumas características geométricas e operacionais típicas da turbina:

1. Comprimento entre 1,2 e 2[m]; (Ryall e Grant,1983)
2. Diâmetro externo entre 100 e 175[mm] para o respectivo intervalo de 55 a 750[kW]; (Ryall e Grant,1983)
3. Velocidade de rotação entre 3000 e 10000[rpm]; (fabricante)
4. Potência de eixo de até 1[MW]; (fabricante)
5. Operação com o óleo ou a água produzida. (fabricante)

E da bomba submersa (dados do fabricante):

1. Velocidade de rotação entre 3000 e 10000[rpm];
2. Vazão de produção entre 4000 e 85000[bpd];
3. Altura manométrica máxima de 5000[ft];
4. Temperatura do fluido máxima de 218[°C] na configuração padrão.

Com o aumento da profundidade dos poços de produção de petróleo *offshore* há necessidade de maior capacidade dos sistemas de elevação artificial de superar as elevadas perdas ao longo do escoamento do fluido, assim como as grandes variações de suas propriedades devido ao gradiente de temperatura e pressão entre o reservatório e a superfície. Esta situação se agrava quando da produção de óleo pesado e de alta viscosidade, muitas vezes associada à elevada razão gás-óleo (RGO). O uso do BCS, neste caso, requer maior potência no motor de acionamento da bomba para a elevação. A potência destes motores é limitada pelos diâmetros dos revestimentos dos poços nos quais estão inseridos, que são comumente de 13 3/8 e 9 5/8[pol] ou menores. Isto confere a estes motores um maior comprimento e maior necessidade de potência elétrica para acionamento. A limitação da velocidade de rotação de até 3600[rpm] resulta em bombas de maior comprimento devido aos inúmeros estágios requeridos para operação na altura manométrica especificada. Os conjuntos de elevada potência no BCS possuem comprimentos superiores a 30[m].

As principais desvantagens destes conjuntos são:

1. Maior dificuldade de produção, transporte e instalação, por serem estruturas longas e permitirem maior flexibilidade do conjunto;
2. Falhas no isolamento do fluido para o interior do motor e em cabos elétricos;

3. Falhas por aquecimento do motor, dos cabos elétricos e de seus conectores durante os ciclos operacionais com elevada corrente elétrica e pressões.

As principais vantagens relacionadas ao acionamento de uma bomba submersa através de uma turbina hidráulica em comparação ao BCS são:

1. Redução do comprimento total do conjunto devido a: capacidade de fornecimento de elevada quantidade de torque produzido por volume de fluido motriz na turbina e, sua operação a elevadas velocidades de rotação. Isto permite a redução do número de estágios na turbina e na bomba. O comprimento total pode ser reduzido para 25 a 30% do comprimento de um conjunto equivalente de BCS (Mali *et al.*, 2010);
2. Eliminação de problemas de origem elétrica ao se utilizar o acionamento hidráulico.

Estudos em laboratório e aplicações em campo demonstram a atratividade do método. Em situações de produção com elevadas frações de vazio de gás e alta viscosidade, o HSP apresenta uma ampla faixa operacional sem entrar na condição de bloqueio por gás (Harden e Downie, 2001) e maior tempo médio entre falhas (Mali *et al.*, 2010). A entrada de gás em determinadas condições de pressão, vazão e temperatura para o interior da bomba pode causar a redução de sua eficiência através de efeitos como a interferência (*surging flow*) e o bloqueio por gás (*gas lock*). Na interferência por gás observam-se flutuações na altura manométrica e vazão na saída da bomba e, por conseguinte, variações em sua potência requerida de acionamento. Na condição de bloqueio por gás, a bomba opera em vazio, sendo preenchida por gás ao invés de fluido. Nesta situação há redução da potência requerida de acionamento e possibilidade de aquecimento excessivo do motor. Geralmente, o BCS utiliza dispositivos de controle (*gas handlers*) e/ou sistemas de separação para aumentar a tolerância ao gás na sucção da bomba (Bagci, 2010). Estes dispositivos requerem maior capacidade de fornecimento de energia elétrica, espaço na coluna de produção para a instalação e reduzem a potência do conjunto.

Referências às chamadas *Hydraulic Power Recovery Turbines* (HPRTs) são frequentemente encontradas na literatura. Trata-se de bombas operando como turbina, utilizadas para recuperação de energia em válvulas e outros dispositivos de estrangulamento (Gulich, 2008). São diversos os estudos de bombas centrífugas operando como turbina hidráulica (Stepanoff,

1957; Alatorre-Frenk, 1994; Williams, 2004; Fernandez *et al.*, 2004; Derakhshan e Nourbakhsh, 2007; Derakhshan e Nourbakhsh, 2008; Singh, 2005), aqui denominadas como Bombas Funcionando como Turbina (BFT). Estas máquinas apresentam eficiências máximas semelhantes entre os modos de operação (Stepanoff, 1957; Williams, 2004; Fernandez, 2004; Gülich, 2008), ou seja, entre a operação como bomba e como turbina. Estas eficiências são comparáveis, em determinados casos, a de turbinas convencionais (Fernandez *et al.*, 2004; Derakhshan e Nourbakhsh, 2008). Ainda comparadas às turbinas convencionais, as BFT apresentam maior facilidade de manutenção e inspeção devido às características simplificadas de construção e geometria, assim como maior disponibilidade no mercado. Algumas de suas aplicações são em pequenas centrais hidroelétricas, sistemas de transporte de água e em plantas de processo como alternativa aos dispositivos de estrangulamento (*throttling devices*).

Ressalta-se que, embora os estudos sobre BFT tenham sido intensificados por vários pesquisadores desde a sua descoberta em meados de 1930, o tipo/modelo da bomba avaliada neste estudo e também a finalidade para a qual se propõe sua aplicação, não fora, até então, encontradas referências na literatura.

Turbinas para o acionamento de bombas submersas devem atender ao requisito de limitações de espaço nos poços, o que indica a utilização de turbinas de diâmetros similares aos diâmetros de bombas convencionais de BCS.

Considerando a grande disponibilidade de rotores de bombas de BCS, e ainda, a existência de um único fabricante de HSP atualmente, este trabalho propõe um estudo experimental inovador. Avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga monoestágio utilizada na produção de petróleo, funcionando como turbina, para a finalidade de acionamento de outras bombas em sistemas de elevação artificial.

O presente trabalho apresenta um estudo experimental de uma BFT, que opera com um rotor de bomba de BCS. Nos testes em um protótipo em laboratório foram realizadas as medidas de torque, potência de eixo, vazão, altura manométrica e velocidade de rotação. As incertezas associadas a estas medidas foram analisadas para o ponto de melhor eficiência ou BEP (*best efficiency point*). Na BFT utilizou-se como carga acoplada ao seu eixo, um freio de Prony modificado, ao invés de uma bomba centrífuga. Somente a BFT foi analisada, e assim, são apresentadas suas curvas de desempenho. O método proposto por Alatorre-Frenk (1994), baseado

principalmente na operação em modo reverso de bombas do tipo voluta, foi utilizado para estimar o desempenho teórico da BFT, a partir das curvas de desempenho do mesmo rotor operando no modo bomba.

O desenvolvimento deste trabalho foi organizado nos seguintes capítulos:

Capítulo 2 – Neste capítulo descreve-se a evolução do método de elevação *Hydraulic Submersible Pump*, desde os protótipos iniciais testados em laboratório, até os testes e aplicações atuais em larga escala realizados em campo. Ainda, apresenta-se o conceito de uma bomba funcionando como turbina, assim como o seu desempenho e respectivos métodos para predição, investigados em estudos específicos da área. Dos métodos de predição, destaca-se o de Alatorre-Frenk (1994) considerado para o cálculo do desempenho teórico da BFT.

Capítulo 3 – Neste capítulo são detalhados os procedimentos para os testes no modo bomba e no modo turbina. Neste último modo são descritos alguns dos principais sistemas utilizados, como o freio de Prony e o de aquisição de dados.

Capítulo 4 – Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais da operação no modo bomba e no modo turbina. Através de uma análise parcial das perdas hidráulicas e mecânicas são discutidas suas principais influências na eficiência global máxima. O desempenho teórico da BFT é avaliado em conjunto com os dados experimentais.

Capítulo 5 – Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões, assim como recomendações para a continuidade deste estudo.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. *Hydraulic Submersible Pump (HSP)*

Manson (1986), Riddet (1985), Ryall e Grant (1983) e Grant e Sheil (1983) apresentam a motivação para o desenvolvimento do projeto de uma bomba submersa e de seu acionamento através de uma turbina hidráulica, bem como os seus detalhes construtivos (componentes mecânicos e materiais de construção) e seus detalhes operacionais. Ainda, são descritos em algumas de suas aplicações específicas, os tipos de completação e de arranjos das instalações de superfície.

Grant e Sheil (1983) e Ryall e Grant (1983) apresentam dois protótipos (protótipo 1 e 2) de bomba acionada por turbina hidráulica, desenvolvidos com o objetivo de aumentar a confiabilidade de um sistema de elevação artificial quando comparado ao BCS, que apresenta incompatibilidades operacionais com o ambiente marinho e limitações de desenvolvimento. O protótipo 1 foi projetado para operar a velocidade de 9500[rpm] e altura manométrica de 2100[ft] para uma produção de 13000[bbl/dia]. A potência de eixo nominal transmitida da turbina para a bomba era de 320[HP]. E o comprimento total do conjunto era de 11,5[ft]. O protótipo 2 foi projetado para operar a velocidade de 6600[rpm] e altura manométrica de 2000[ft] para uma produção de 9000[bbl/dia]. A potência de eixo nominal transmitida da turbina para a bomba era de 215[HP]. O comprimento total do conjunto era de 16[ft]. Ambos os protótipos possuem diâmetro externo máximo de 5,6[pol]. Foram realizados testes em laboratório e em campo com estes protótipos. Nos testes em laboratório ambos operaram em condições semelhantes, com água a 82°C e em faixas de vazão que variavam de 60 a 120% da vazão na condição de maior eficiência. Os testes foram conduzidos com os conjuntos na posição vertical e horizontal sob uma determinada frequência de paradas e partidas ao longo da operação. A duração dos testes variou entre os protótipos, sendo para o protótipo 1 uma duração total de 440[h]. Os testes em campo foram realizados em poços para a produção de água utilizada na recuperação de energia geotérmica e reinjeção para a recuperação avançada de petróleo. Neste último caso, para a produção de 16700[bbl/dia] de água altamente salina (300000[ppm]) de um aquífero subterrâneo, foi utilizado um conjunto de bomba e turbina de 7 estágios cada operando a velocidade de 9200[rpm]. A primeira retirada do conjunto do interior do poço ocorreu após 6 meses de



operação. Em ambos os testes realizados em laboratório e em campo, para as diferentes condições de operação, foi confirmada a confiabilidade do sistema de bomba acionada por turbina hidráulica.

Riddet (1985) apresenta um exemplo de aplicação de um método, para a adequada seleção de uma bomba submersa acionada por turbina hidráulica, para o caso de elevação de água para reinjeção.

Manson (1986) apresenta métodos e procedimentos para a adequada seleção de uma bomba submersa e de seu acionamento por turbina hidráulica. Um exemplo de aplicação é desenvolvido para o caso de elevação de óleo.

Mali *et al.* (2010), Harden e Downie (2001) e Cohen *et al.* (1997) apresentam as aplicações em campo do HSP realizadas no *Captain field*, um reservatório de óleo pesado localizado em uma lâmina de água de 369[ft] no Mar do Norte na região do Reino Unido. O campo foi desenvolvido em três etapas e cada uma delas refere-se a uma região específica. Estas regiões foram identificadas como região A, B e C pelos autores em seus respectivos trabalhos. Estes trabalhos são apresentados a seguir.

Cohen *et al.* (1997) apresenta as etapas do desenvolvimento e testes de desempenho, de um modelo de bomba que utiliza um rotor modificado de fluxo axial, para operação com maiores quantidades de fluido, principalmente, gás. A limitação da quantidade de gás na entrada da bomba é usualmente 30% em bombas convencionais e 40% para modelos com rotores de fluxo misto de maior velocidade específica. Os testes com o modelo de bomba anteriormente citado, foram conduzidos em três fases, onde algumas de suas principais atividades e resultados são destacados a seguir:

- Fase 1: os testes foram realizados no laboratório do fabricante da bomba, onde se utilizaram quatro bombas operando com uma mistura de água e nitrogênio. Dentre estas bombas, aquela que obteve o melhor resultado foi selecionada para testes mais específicos. Verificou-se o desempenho do conjunto bomba e turbina e o desempenho da bomba, em condições de operação para variadas frações de vazão de gás e sob o fluxo de entrada no padrão de bolhas de gás (*slugging flow*). A bomba selecionada possuía 4 estágios e operou com frações de vazão de gás que variaram entre 40 a 90% para a vazão de 45 a 85% da vazão de projeto, respectivamente. O sistema demonstrou capacidade de

operar em condições severas de bolhas de gás na entrada da bomba. Atribui-se tal capacidade ao projeto do rotor de fluxo axial e, a possibilidade de aumento da velocidade de rotação, nas condições anteriores, proporcionada pela turbina.

- Fase 2: os testes foram realizados no laboratório de um operador e prosseguiram com o mesmo projeto da bomba selecionada na fase 1, mas com 9 estágios e operando com diferentes combinações de óleo, metano e água salgada a elevadas pressões de entrada, e em condições similares a de campo (*Captain field*). Nos testes de desempenho foram analisadas, entre outras, a capacidade de operação para variadas frações de vazio de gás e as características das misturas de água e óleo formadas pelo conjunto. Bombas convencionais de fluxo misto também foram testadas e seus resultados comparados com os do modelo de fluxo axial. O tempo total de operação do conjunto acumulado durante os testes foi de 250[h]. A bomba de fluxo axial operou com óleo e metano, com frações de vazio de gás entre 57 e 90% para a vazão de 30 a 75% da vazão de projeto. A característica de variação de velocidade proporcionada pelo acionamento hidráulico auxiliou a operação com bolhas de até 90% de fração de vazio de gás.
- Fase 3: nesta fase são apresentados alguns detalhes de seleção e projeto do poço, assim como do conjunto bomba e turbina a serem avaliados nos testes em campo na área A. Descreve-se também os respectivos equipamentos de superfície e de monitoramento e controle. Uma bomba de fluxo axial com 14 estágios e 5.7[pol] de diâmetro externo, acionada por uma turbina de 14 estágios, foram selecionadas. O comprimento total deste conjunto era de 19[ft]. Os objetivos destes testes foram verificar o desempenho do rotor de fluxo axial desenvolvido e a confiabilidade do sistema de bombeio hidráulico em um poço com elevada produção de óleo e fluidos potencialmente abrasivos.

Harden e Downie (2001) apresentam os testes realizados em campo, para a avaliação do desempenho global do sistema sob elevadas condições de RGO, na continuidade da fase 3 do trabalho anterior. Descreve-se de forma mais abrangente, algumas etapas como a do projeto e a instalação do conjunto, as facilidades de superfície, o projeto do poço e o sistema de monitoramento e controle utilizados nas áreas A e B do campo. As características do campo são óleo de 19[°API] e viscosidade de 88[cp] para uma pressão e temperatura no reservatório de 1300[psi] e 87[F], respectivamente. A RGO era de 130[scf/bbl].

Os testes foram realizados em um poço localizado em uma área de pequena capa de gás na área A. O mesmo rotor de fluxo axial desenvolvido e testado anteriormente foi utilizado na bomba. O conjunto foi testado respectivamente com 14 e 20 estágios na bomba e na turbina. Confirmou-se a capacidade de variação de velocidade do conjunto em resposta a variação da massa específica do fluido com a entrada de gás na sucção da bomba. A faixa operacional variou de 30 a 75% de fração de vazio de gás na entrada da bomba para 22% a 87% da vazão de projeto, respectivamente. Após a retirada do conjunto, realizaram-se novos testes em laboratório onde se verificou o aumento do espaço entre a extremidade do rotor e a carcaça, atribuído à entrada de sólidos em conjunto do fluido produzido. O desgaste do rolamento de partida foi atribuído às frequentes operações em baixa velocidade e à elevada quantidade de paradas e partidas. Este problema foi solucionado utilizando-se um material cerâmico nos rolamentos. Posteriormente, o HSP foi aplicado em larga escala na área B do mesmo campo. Esta aplicação fundamentou-se na confirmação de algumas de suas características, dentre elas, o maior tempo de produção e o maior tempo médio entre falhas, comparados ao BCS. As duas características anteriores são atribuídas à capacidade de evitar o bloqueio por gás, principalmente. O sistema foi revisado com o objetivo principal de atender as estimativas de maiores RGO e taxas de produção, quando comparadas às dos testes na área A. Um modelo modificado de rotor foi utilizado na bomba de 17 estágios do conjunto. Os testes iniciais e o subsequente início de produção na área B são brevemente descritos.

Mali *et al.* (2010) descreve as experiências e lições apreendidas em 10 anos de operação com HSPs no *Captain Field*, nas áreas A, B e C. A análise de um período de três anos indicou que os conjuntos operaram em sua maioria com uma fração de vazio de gás na entrada da bomba entre 5% e 40%, atingindo 70% em algumas bombas. A vazão de produção apresentou variação entre 1500 e 18750[bpd], que representa 8 a 102% da vazão de projeto, respectivamente. O desempenho dos conjuntos confirmou a capacidade de operar em condições adversas, tais como, significantes volumes de gás na entrada da bomba como também a sua redução através do aumento da vazão de produção. Este procedimento é contrário ao recomendado para bombas convencionais sem capacidade para operação com maiores volumes de gás. O histórico de tempo operacional de 35 bombas utilizadas no campo mostra que, 12 destas falharam por problemas de entrada de sólidos para o seu interior ou por problemas na comunicação entre o tubo de produção e o anular. Os problemas foram solucionados modificando-se o material do tubo de produção

para um material mais resistente à corrosão, em conjunto com a injeção de inibidores e a modificação do filtro do fluxo de entrada na bomba.

Uma análise estatística de confiabilidade foi realizada com os dados de tempo operacional das bombas, o que resultou na estimativa de um tempo médio entre falhas de 10 anos para o HSP.

Conforme observado em Harden e Downie (2001) e Mali *et al.* (2010), ao se utilizar uma turbina no acionamento de uma bomba submersa nota-se a seguinte característica: a capacidade da bomba operar com maior volume de gás se deve, principalmente, às elevadas velocidades de rotação e variações desta proporcionadas pela turbina.

Algumas desvantagens do método de elevação HSP são:

- Necessidade de infraestrutura de superfície com capacidade para o fornecimento do fluido motriz para turbina a elevada pressão e vazão;
- Necessidade de infraestrutura de superfície com capacidade para o tratamento do maior volume de fluido produzido, considerando a mistura entre o fluido motriz da turbina e o fluido do reservatório;
- Formação de emulsões devido à mistura dos fluidos da exaustão da turbina e descarga da bomba nas condições de operação de elevada velocidade de rotação, pressão, vazão e, agravadas quando da operação com óleo pesados.

O HSP é uma tecnologia limitada a um único fabricante atualmente e que ainda se encontra em um estágio inicial de conhecimento, quanto a sua aplicação no desenvolvimento de campos *offshore*. Mais estudos e principalmente aplicações em campo são necessários para a verificação de seu desempenho sob a ampla diversidade de condições para a qual é esperada a sua operação.

## 2.2. Bomba funcionando como turbina (BFT)

### 2.2.1. Conceito

Bombas centrífugas são definidas como máquinas dinâmicas rotativas que adicionam energia ao fluido através de um elemento rotativo chamado rotor. A quantidade de energia do fluido aumenta ao entrar e escoar através das seções do rotor e, em seguida, a alta velocidade do fluido é convertida em um aumento de pressão em um elemento difusor na saída da bomba ou de um estágio para outro. Em uma bomba centrífuga submersa os fluxos de entrada e saída na carcaça são axiais e seus estágios são constituídos de um rotor e um difusor. Os rotores podem ser de fluxo radial, misto ou axial conforme a aplicação. Na figura 2.1 apresenta-se uma bomba centrífuga submersa, assim como um de seus estágios e respectivos fluxos de entrada e saída.

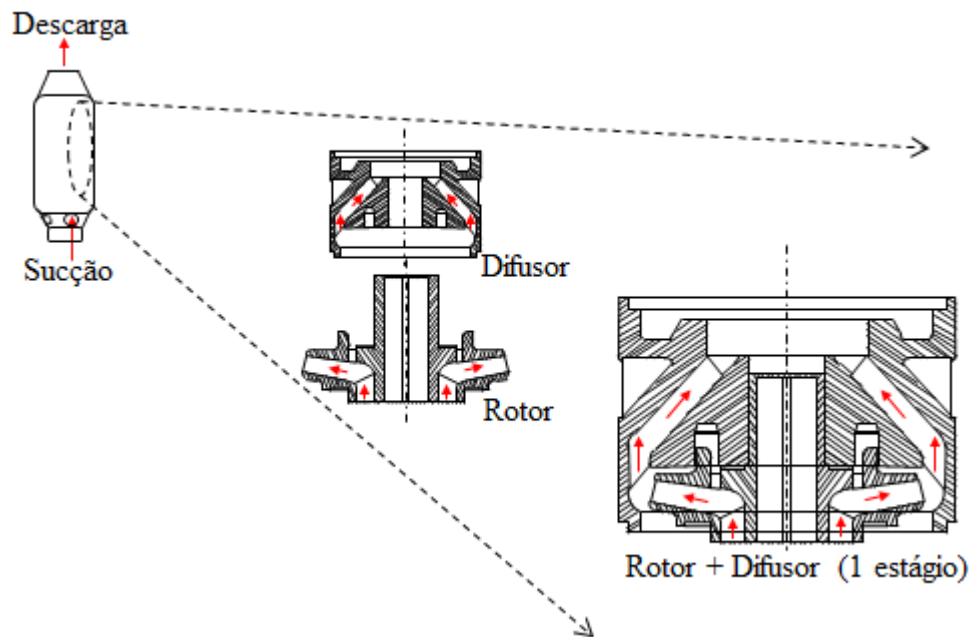


Figura 2.1 – Bomba centrífuga submersa e detalhe de um estágio.

Em uma bomba operando como turbina os fluxos de entrada e saída são inversos ao da operação convencional como bomba. Ou seja, o sentido do escoamento e o sentido de rotação do rotor são invertidos. A operação como bomba é neste trabalho definida como modo bomba e a operação como turbina é definida como modo turbina.

Na figura 2.2 são apresentados os modos de operação de uma bomba centrífuga de carcaça do tipo voluta. Na figura 2.2(a) observa-se a operação convencional no modo bomba: entrada axial do fluido no rotor através da Sucção e saída radial do fluido, do rotor para a Descarga.

Na operação em modo reverso, observa-se na figura 2.2(b) a operação no modo turbina: entrada radial do fluido no rotor através da Entrada e saída axial do fluido, do rotor para a Saída. Como citado anteriormente, observa-se a inversão do sentido de escoamento e também do sentido de rotação do rotor entre os modos.

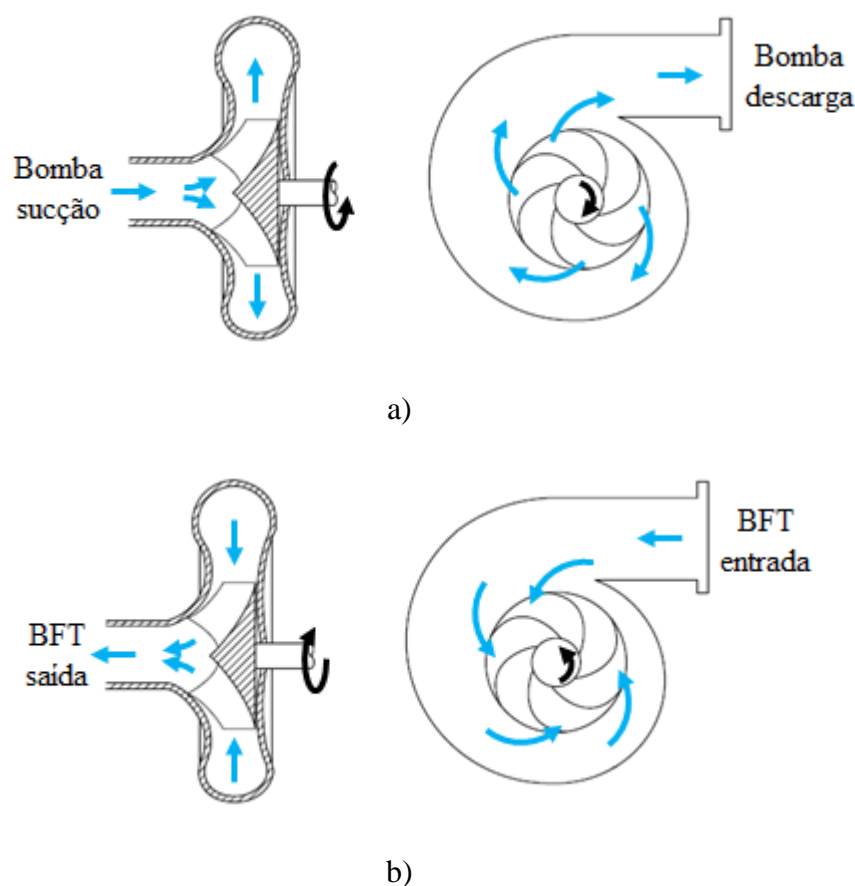


Figura 2.2 – Modos de operação de uma bomba centrífuga do tipo voluta. (a) Modo bomba, (b) Modo turbina (modificado de White, 2003).

As curvas típicas de desempenho de uma bomba centrífuga são apresentadas na figura 2.3. A partir da vazão igual a zero (condição de bloqueio) observa-se a máxima altura manométrica e início das curvas de potência e eficiência. Na vazão máxima, a altura manométrica e a eficiência são nulas e a potência de eixo absorvida é máxima.

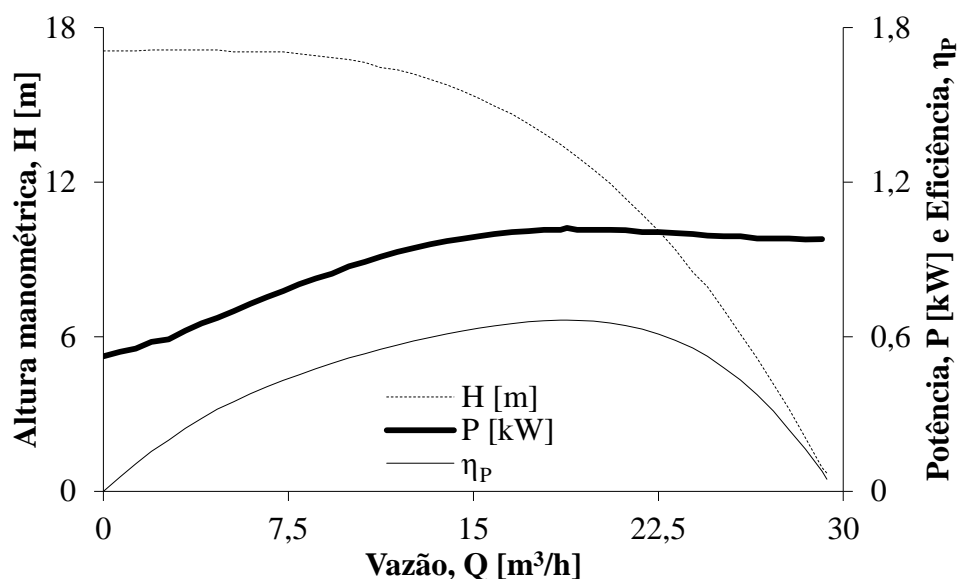


Figura 2.3 – Curvas típicas de desempenho de uma bomba centrífuga.

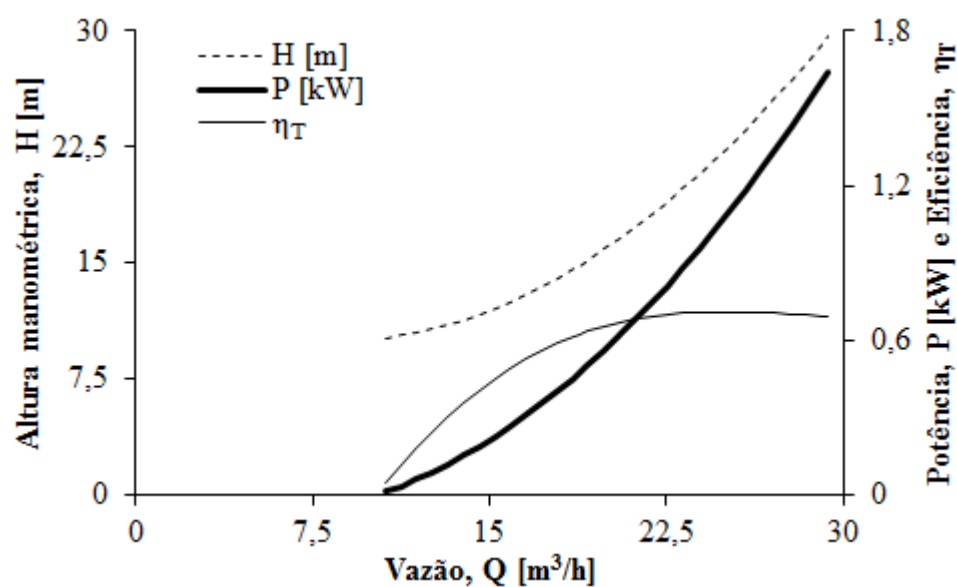


Figura 2.4 – Curvas típicas de desempenho de uma turbina hidráulica.

Em curvas típicas de desempenho de uma turbina hidráulica, figura 2.4, observa-se que há uma vazão mínima para o início da operação. Esta vazão mínima corresponde a uma determinada altura manométrica suficiente para superar as perdas internas e iniciar a produção de potência de eixo, ou seja, o início das curvas de potência de eixo e eficiência. Em seguida, quanto maior a vazão, maior a altura manométrica e a potência. A curva de eficiência para a turbina hidráulica,

assim como para a bomba centrífuga, apresenta um ponto de melhor eficiência (BEP). Para vazões acima deste ponto a tendência é a redução da eficiência.

Na figura 2.5 apresenta-se o rotor de uma bomba centrífuga convencional e os fluxos idealizados de entrada e saída em ambos os modos de operação, através de seus diagramas de velocidades. O sentido de rotação do rotor é anti-horário no modo bomba e horário no modo turbina.

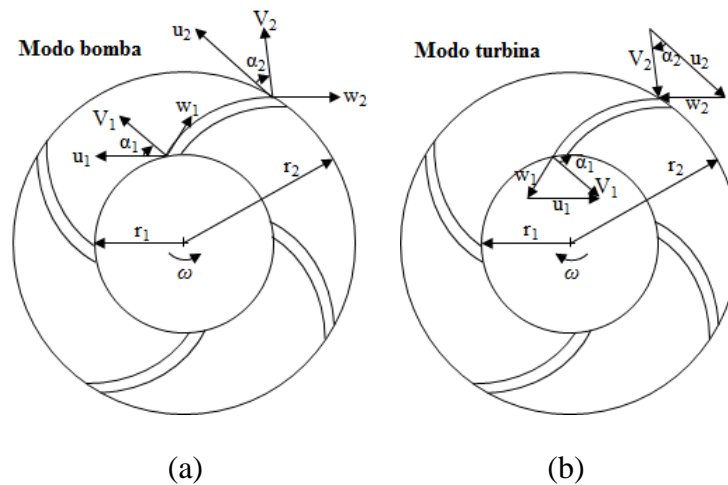


Figura 2.5 – Diagramas de velocidades na operação idealizada de um rotor de bomba centrífuga convencional. (a) Modo bomba, (b) Modo turbina.

No modo turbina, o índice 1 indica a saída de fluido no raio  $r_1$  e o índice 2 indica a entrada de fluido no raio  $r_2$ . Na entrada,  $V_2$  é a velocidade absoluta do fluido. E  $w_2$  e  $u_2$  são suas componentes vetoriais, a velocidade do fluido relativa à palheta e a velocidade periférica do rotor, respectivamente. A velocidade de rotação é representada por  $\omega$ . O ângulo da velocidade absoluta  $\alpha_2$  é medido a partir da direção normal à área do escoamento. A mesma representação através do diagrama de velocidades é utilizada para o escoamento de saída.

No modo bomba, os fluxos de entrada e saída são inversos ao do modo turbina. Nos diagramas de velocidades, o índice 1 indica a entrada de fluido em  $r_1$  e o índice 2 indica a saída de fluido em  $r_2$ .



### 2.2.2. Estudos experimentais e métodos para predição do desempenho

#### Estudos Experimentais:

Fernández *et al.* (2004) apresentam as curvas de desempenho de uma BFT para diferentes velocidades de rotação e alturas manométricas. Investigam também as forças radiais atuantes em sua carcaça em ambos os modos de operação, assim como a intensidade da componente tangencial da velocidade do fluxo de saída no rotor, no modo turbina. Os testes de desempenho foram realizados em laboratório em uma bomba de carcaça do tipo voluta e velocidade específica de 0,52. As curvas de desempenho foram obtidas a velocidade constante de 1250, 1500, 1750, 2000, 2250 e 2500[rpm]. Estas velocidades foram estabelecidas através de um dispositivo eletrônico de controle no gerador acoplado na BFT. As medidas na BFT foram realizadas para cada uma das velocidades anteriores em conjunto com a variação de sua altura manométrica e vazão, através da variação da velocidade na bomba auxiliar, utilizada para o seu acionamento hidráulico. As forças radiais foram estimadas utilizando-se das medidas de pressão estática em pontos específicos ao redor da carcaça. A velocidade tangencial no fluxo de saída no modo turbina foi medida através de uma sonda inserida na carcaça. As eficiências máximas obtidas para o modo bomba e modo turbina foram 70 e 60%, respectivamente. Para o coeficiente de vazão ( $Q/\omega D^3$ ) de 0,02 observou-se, respectivamente para o modo bomba e modo turbina, o coeficiente de força radial ( $F_{radial}/\omega^2 D^4 \rho$ ) de 1,5 e 0,5. Abaixo do coeficiente de vazão anterior, os coeficientes de força radial atuantes na carcaça no modo turbina foram menores que os no modo bomba. Confirmou-se que próximo ao coeficiente de vazão do BEP, as velocidade tangenciais do fluxo de saída no modo turbina não são significativas, ou seja, a velocidade de saída para condição próxima da ideal tende a acompanhar o perfil das palhetas.

Derakhshan e Nourbakhsh (2007) apresentam as curvas de desempenho de uma BFT para diferentes velocidades de rotação. Através dos dados experimentais obtidos neste trabalho propõem correlações para a estimativa, no modo turbina, do BEP e de toda a curva de desempenho para vazões diferentes da vazão neste ponto, a partir do BEP no modo bomba. Os resultados destas correlações foram comparados com os de outros métodos, incluindo dados experimentais encontrados na literatura. Um método para a adequada seleção de uma BFT, para operação em uma pequena central hidroelétrica, também é apresentado. Os testes foram realizados em laboratório com 4 bombas de velocidade específica entre 14 e 56[m,m<sup>3</sup>/s].

Através da variação de parâmetros da bomba auxiliar de acionamento da BFT, foram medidos nesta, a pressão, vazão e torque. O torque foi medido com o auxílio de um gerador síncrono provido de um controlador eletrônico de carga. Por sua vez, este gerador permitiu a manutenção da velocidade nos testes no modo turbina em 1500[rpm], entre as demais possíveis, até a máxima de 3000[rpm]. Os métodos apresentados resultaram em boa concordância com os dados experimentais, embora mais dados sejam necessários, pois somente 4 bombas foram testadas. As bombas operaram de forma satisfatória como turbina em várias velocidades de rotação, alturas manométricas e vazões. Observou-se ainda que a BFT operou em maior altura manométrica e vazão que no modo bomba. As eficiências máximas em ambos os modos foram semelhantes, como indicado na tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Eficiência máxima para os modos de operação das bombas avaliadas em Derakhshan e Nourbakhsh (2007).

<b>Velocidade específica da bomba [m, m<sup>3</sup>/s]</b>	<b>Eficiência máxima</b>	
	<b>Modo bomba</b>	<b>Modo turbina</b>
14,6	0,65	0,62
23	0,75	0,72
37,6	0,85	0,75
55,6	0,85	0,77

#### Métodos para predição do desempenho:

A maioria dos fabricantes não fornecem as curvas de desempenho de suas bombas operando como turbina, o que dificulta a sua especificação e seleção para as condições nas quais será aplicada. Embora atualmente sejam utilizadas ferramentas computacionais como o CFD (*computational fluid dynamics*) para a estimativa do desempenho global destas máquinas, os modelos numéricos são limitados quanto a considerações de fenômenos hidráulicos internos específicos, por exemplo. Seus resultados são validados e melhor analisados em conjunto de dados experimentais. Porém, os estudos experimentais de BFT comumente são limitados ao teste de alguns modelos específicos de bomba, contribuindo para uma abordagem incompleta dos vários métodos para predição do desempenho de uma bomba operando como turbina, encontrados na literatura. São vários os métodos disponíveis, como o de Stepanoff (1957), Alatorre-Frenk(1994), Singh (2005), Derakhshan e Nourbakhsh (2007) e Gülich (2008). As

correlações nestes métodos são basicamente desenvolvidas considerando a similaridade no BEP entre o modo bomba e o modo turbina, ou ainda, são desenvolvidas a partir de análises teóricas em função de parâmetros geométricos e/ou de desempenho da bomba.

Singh (2005) propõe um método para predição do comportamento de uma bomba operando como turbina baseado no resultado experimental de bombas de fluxo radial e fluxo misto e em adimensionais aplicados a turbomáquinas como, por exemplo, os diagramas de velocidade específica em função do diâmetro específico. Fundamentado também nestes diagramas, propõe um método para a seleção da BFT mais adequada às condições na qual será aplicada.

Derakhshan e Nourbakhsh (2008) desenvolvem uma análise teórica para a estimativa do BEP de uma BFT. As curvas de desempenho em ambos os modos de operação foram estimadas através de uma análise numérica em CFD. Os resultados da análise teórica e numérica foram comparados com os resultados experimentais apresentados em Derakhshan e Nourbakhsh (2007) e também com outros métodos. O resultado da análise teórica no modo turbina e o resultado da análise numérica para o modo bomba apresentaram boa concordância com os dados experimentais. Os resultados numéricos para o modo turbina não apresentaram boa concordância com os dados experimentais e isto foi atribuído à limitação da análise das perdas no rotor e voluta e diferenças geométricas entre a carcaça real e o modelo no CFD.

### **2.2.3. Método de Alatorre-Frenk (1994)**

O método desenvolvido por Alatorre-Frenk (1994) foi utilizado para estimar o desempenho da BFT investigada neste estudo. Este método foi selecionado entre os demais, pois utilizou grande quantidade de dados experimentais em seu desenvolvimento, o que indicaria uma maior abrangência de modelos de bomba para os quais pode estimar seu respectivo desempenho como turbina. O método também utiliza parâmetros que conhecidamente são fornecidos pelos fabricantes de bombas. Esta é uma vantagem quando comparada aos métodos que utilizam, por exemplo, parâmetros geométricos mais complexos e de difícil acesso, para a conversão entre os modos. O método de Alatorre-Frenk (1994) estima os parâmetros no BEP e também ao longo de toda a faixa de vazão no modo turbina, baseado em parâmetros de desempenho e geometria no modo bomba. As correlações entre os modos de operação foram obtidas a partir de dados experimentais de 57 bombas operando como turbina. Estes dados foram encontrados na literatura, em sua maioria.

As bombas foram agrupadas conforme o tipo de carcaça e características específicas. Os grupos foram definidos em bombas de simples sucção, bombas de dupla sucção e bombas de alta velocidade específica com carcaça do tipo *bowl*. A faixa de velocidade específica adimensional ( $\Omega_p$ ) do conjunto de bombas pertencente a cada grupo é apresentado na tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Faixas de velocidade específica para os grupos de bombas avaliados por Alatorre-Frenk (1994).

<b>Grupo de bombas</b>	<b>Faixa de velocidade específica (<math>\Omega_p</math>)</b>
Simples sucção	0,181 ~ 1,83
Dupla sucção	0,346 ~ 0,904
<i>Bowl</i>	1,237 ~ 4,96

A partir dos dados experimentais propõe correlações específicas para cada grupo, relacionando os parâmetros de eficiência e velocidade específica no BEP do modo bomba, equação 2.1. As equações 2.2 a 2.4 referem-se ao grupo de bombas de sucção simples e foram aplicadas para a estimativa do desempenho da BFT no BEP.

A estimativa de parâmetros no modo turbina para toda sua faixa de vazão fundamenta-se em uma abordagem proposta pelo autor, através das curvas características de torque e altura manométrica nas equações 2.5 e 2.6, respectivamente. Nesta abordagem utiliza coeficientes adimensionais de torque e altura manométrica, obtidos a partir de uma análise dos diagramas de velocidades no modo turbina e as suas perdas associadas, sob a forma de coeficientes de perdas mecânicas e hidráulicas. As curvas são, portanto, escritas em função dos coeficientes apresentados nas equações 2.7 a 2.13.

Nas equações 2.1 a 2.13, os subscritos  $p$ ,  $T$ ,  $TE$  referem-se ao modo bomba, modo turbina e modo turbina teórico, respectivamente. O símbolo  $\wedge$  refere-se ao BEP.

Da definição de velocidade específica adimensional ( $\Omega$ ):

$$\Omega_p = \frac{\hat{\omega}_p \sqrt{\hat{Q}_p}}{(g\hat{H}_p)^{0.75}} \quad (2.1)$$

No BEP, os fatores de conversão para vazão, altura manométrica e eficiência entre os dois modos de operação, são expressos respectivamente por:

$$\frac{\hat{Q}_{TE}}{\hat{Q}_P} = 1.21 \hat{\eta}_P^{-0.6} \quad (2.2)$$

$$\frac{\hat{H}_{TE}}{\hat{H}_P} = 1.21 \hat{\eta}_P^{-0.8} \left[ 1 + (0.6 + \ln \Omega_P)^2 \right]^{0.3} \quad (2.3)$$

$$\frac{\hat{\eta}_{TE}}{\hat{\eta}_P} = 0.95 \hat{\eta}_P^{-0.3} \left[ 1 + (0.5 + \ln \Omega_P)^2 \right]^{-0.25} \quad (2.4)$$

Para qualquer vazão diferente da vazão no BEP, as curvas características estimadas para altura manométrica  $H_T$  e potência de eixo  $P_T$  são expressas por:

$$H_T \approx A_H Q_T^2 + B_H Q_T \omega_T + C_H \omega_T^2 \quad (2.5)$$

$$P_T \approx A_M Q_T^2 \omega_T + B_M Q_T \omega_T^2 \quad (2.6)$$

Os coeficientes das curvas características de altura manométrica,  $A_H$  ( $\text{m}^{-5} \cdot \text{s}^2$ ),  $B_H$  ( $\text{m}^{-2} \cdot \text{s}^2$ ) e  $C_H$  ( $\text{m} \cdot \text{s}^2$ ) no modo turbina são expressos por:

$$A_H \approx \frac{E_{2T}}{2} \frac{\hat{H}_T}{\hat{Q}_T^2} \quad (2.7)$$

$$B_H \approx (E_T - E_{2T}) \frac{\hat{H}_T}{\hat{Q}_T \hat{\omega}_T} \quad (2.8)$$

$$C_H \approx (1 - E_T + \frac{E_{2T}}{2}) \frac{\hat{H}_T}{\hat{\omega}_T^2} \quad (2.9)$$

Os coeficientes das curvas características de torque,  $A_M$  ( $\text{kg.m}^{-4}$ ) e  $B_M$  ( $\text{kg.m}^{-1}$ ) no modo turbina são expressos por:

$$A_M \approx E_T \frac{\hat{T}_T}{\hat{Q}_T^2} \quad (2.10)$$

$$B_M \approx (1 - E_T) \frac{\hat{T}_T}{\hat{Q}_T \hat{\omega}_T} \quad (2.11)$$

Os parâmetros adimensionais no BEP,  $E_T$  e  $E_{2T}$ , referentes às curvas características de altura manométrica são expressos por:

$$E_T = 0.68 + 1.2 \sqrt{\Omega_P} \quad (2.12)$$

$$E_{2T} = 0.76 + 2.1 \sqrt{\Omega_P} \quad (2.13)$$

### 3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste estudo foram realizados testes de desempenho em um protótipo no Laboratório de Petróleo do Centro de Estudos de Petróleo na Universidade Estadual de Campinas. Fotos das instalações de testes e de alguns de seus componentes, descritos a seguir neste capítulo, são apresentadas no Anexo II.

A Figura 3.1 apresenta o esquema das instalações utilizado no laboratório. O protótipo consiste de uma bomba centrífuga submersa acionada por uma BFT. Como objeto principal do estudo, a BFT foi desacoplada da bomba. Em substituição desta foi utilizado como carga em seu eixo, um sistema de freio de Prony.

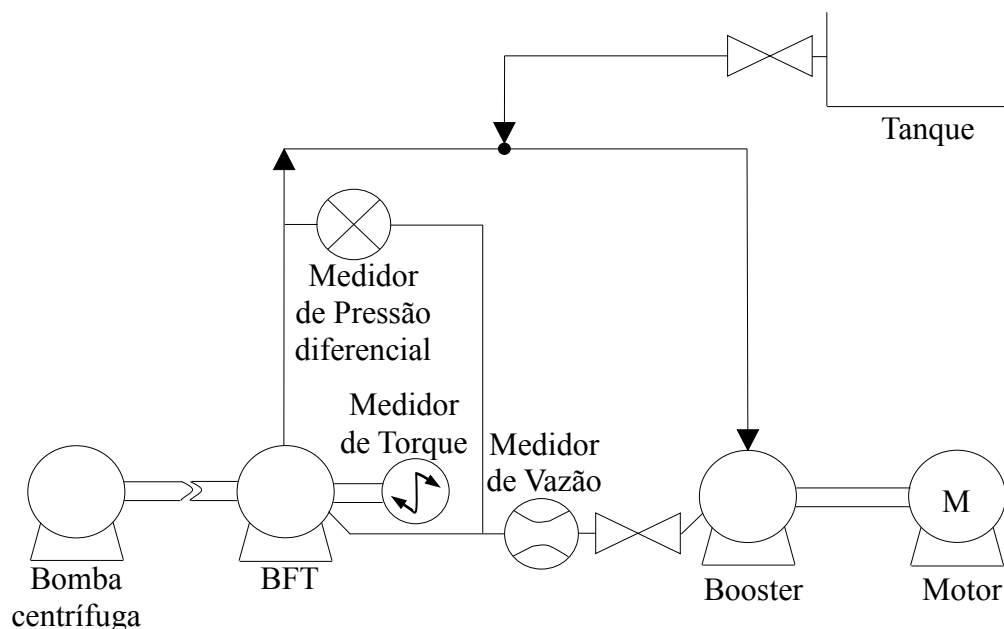
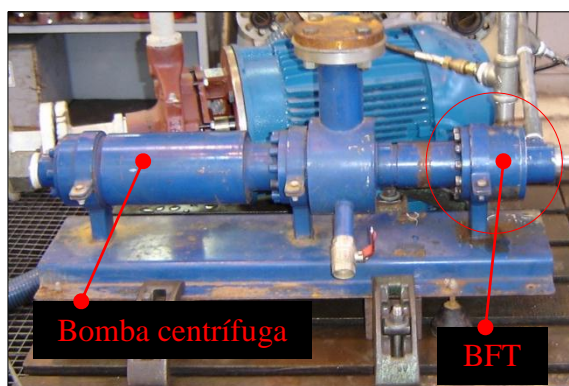


Figura 3.1 – Esquema das instalações experimentais.

A BFT opera com um único rotor de uma bomba centrífuga submersa convencional. Este rotor de entrada unilateral é do tipo fechado e radial. Possui sete palhetas de perfil curvilíneo e diâmetro externo de 105[mm]. A mesma carcaça cilíndrica, após modificações, foi testada em duas configurações diferentes, denominadas carcaça A e carcaça B. O protótipo da BFT e seus respectivos modelos de carcaça são apresentados na figura 3.2. Na carcaça A se utilizou uma entrada tangencial, através da qual o fluido ao entrar, escoava para o rotor com sentido de rotação horário. Na carcaça B foram utilizadas duas entradas tangenciais com sentidos de fluxo opostos,

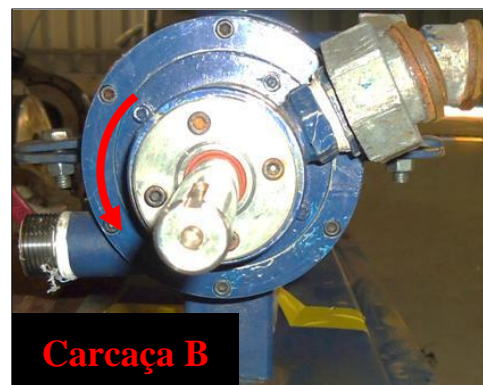
através das quais o fluido ao entrar, escoar para o rotor com sentido de rotação anti-horário. Em ambas as carcaças a saída é radial, embora a saída do rotor seja axial. Tais modificações na entrada e na saída do protótipo foram necessárias para o seu funcionamento nas condições do laboratório. As diferentes modificações na entrada possibilitaram a comparação do desempenho entre os dois modelos de carcaça. Na figura 3.3 são apresentadas as vistas em corte da carcaça A e B na operação no modo turbina.



(a)



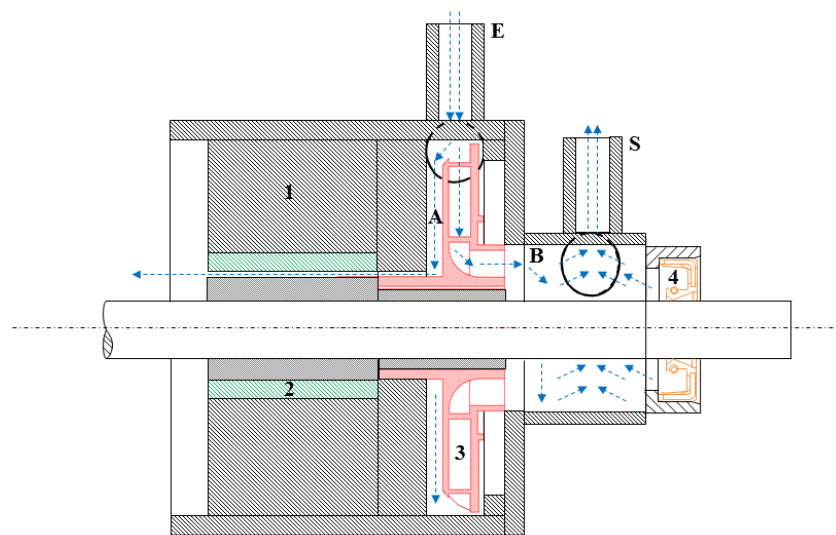
(b)



(c)

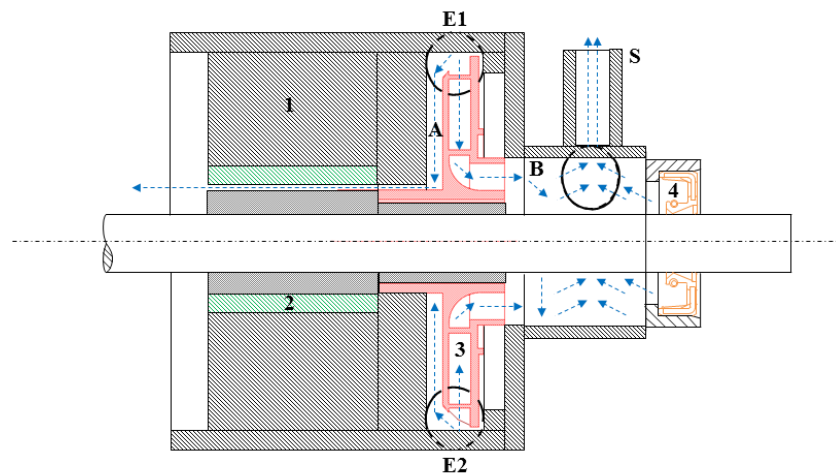
Figura 3.2 – Protótipo. (a) BFT e bomba centrífuga, (b) BFT, Carcaça A, (c) BFT, Carcaça B.





1 - Carcaça E - Entrada A - Região de Alta Pressão  
 2 - Mancal S - Saída B - Região de Baixa Pressão  
 3 - Rotor  
 4 - Retentor

(a)



1 - Carcaça E1 - Entrada 1 A - Região de Alta Pressão  
 2 - Mancal E2 - Entrada 2 B - Região de Baixa Pressão  
 3 - Rotor S - Saída  
 4 - Retentor

(b)

Figura 3.3 - Vista em corte da BFT. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B no modo turbina.

São identificados os elementos mecânicos: 1 – carcaça; 2 – mancal de deslizamento; 3 – rotor; e o elemento de vedação: 4 – retentor. As regiões internas de maior e menor pressão são identificadas por alta pressão (A) e baixa pressão (B), respectivamente. A possível trajetória do escoamento interno do fluido é identificada pelas setas azuis.

Na carcaça A, o escoamento ocorre da única entrada (E) para a saída (S). Na carcaça B, o escoamento ocorre das duas entradas (E1 e E2) para a saída (S). No item 4.3 são discutidas as possíveis perdas envolvidas na operação com estas carcaças.

Para o acionamento da BFT foi utilizada uma bomba *booster*. Esta é uma bomba centrífuga de 3 estágios, cujo diâmetro nominal do rotor é igual a 156[mm]. A *booster* é acionada por um motor elétrico de 2 polos e 60 [Hz]. Através do variador de frequência deste motor controla-se sua velocidade de rotação. Ao acionar a *booster* a água proveniente do tanque é então escoada para o circuito. Após o completo preenchimento das linhas deste circuito o fluxo de fluido ocorre entre a BFT e a *booster*.

As curvas de desempenho da *booster* de altura manométrica  $H$ , potência de eixo  $P$  e eficiência  $\eta_p$  em função da vazão  $Q$  são apresentadas na figura 3.4, para a velocidade de 3500[rpm] e frequência de 60[Hz]. Na *booster*, as medidas de velocidade de rotação foram obtidas da leitura do variador de frequência de seu motor elétrico.

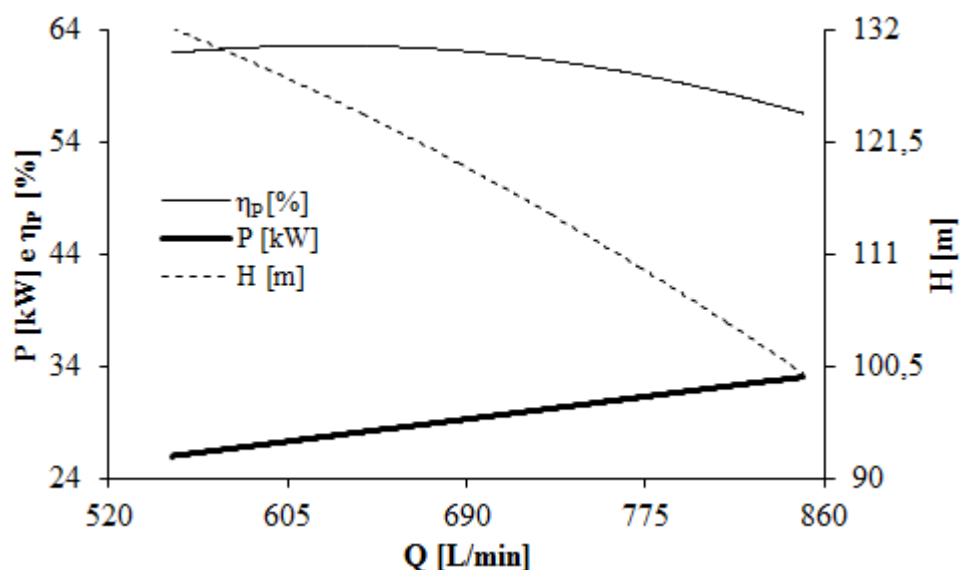


Figura 3.4 – Curvas de desempenho da bomba *booster* para 3500 [rpm] e 60 [Hz].

Os dados da instrumentação utilizada nos testes de desempenho da BFT são apresentados na tabela 3.1. Estes instrumentos foram utilizados para ambos os modelos de carcaça. As medidas de velocidade foram realizadas através de um tacômetro (o sensor de velocidade). As faixas de medição indicadas para a vazão e massa específica foram ajustadas no medidor Coriolis. O mesmo medidor foi utilizado para ambas as variáveis. A faixa nominal para a vazão é de 0 a 87100[L/h] e para a massa específica é de 0 a 5000[kg/m<sup>3</sup>]. Para as demais variáveis foi utilizada a respectiva faixa nominal de seus dispositivos de medição. As medidas de pressão foram realizadas através dos transdutores de pressão detalhados na tabela 3.2.

Tabela 3.1 – Dados da instrumentação utilizada nas instalações experimentais.

Variável	Dispositivo	Princípio de Medição	Faixa de Medição	Incerteza
Velocidade	Sensor de velocidade	Reflexão óptica	2,5 – 100000 [rpm]	± 0,05% da leitura + 1 dígito
Força	Célula de carga	Ponte de Wheatstone	0 – 5 [kg]	± 0,02% da capacidade nominal
Vazão	Medidor Coriolis de vazão	Coriolis	0 – 400 [L/min]	± 0,30% da leitura
Massa específica	Medidor Coriolis de massa específica	Coriolis	800 – 1200 [kg/m <sup>3</sup> ]	± 2 [kg/m <sup>3</sup> ]

Tabela 3.2 – Dados dos transdutores de pressão.

Carcaça	Variável	Dispositivo	Princípio de Medição	Faixa de Medição	Incerteza
A	Pressão	Transdutor de pressão absoluta	Capacitivo	0 – 55 [bar]	± 0,125% do fundo de escala
A	Pressão	Transdutor de pressão absoluta	Capacitivo	0 – 10 [bar]	± 0,125% do fundo de escala
B	Pressão	Transdutor de pressão diferencial	Capacitivo	0 – 20 [bar]	± 0,125% do fundo de escala

As medidas de torque e potência de eixo foram calculadas no programa desenvolvido para o sistema de aquisição de dados, utilizando as medidas de força na célula de carga do sistema de freio de Prony e, das medidas de velocidade. Detalhes do sistema de freio de Prony e do sistema de aquisição de dados são respectivamente apresentados nas seções seguintes.

### 3.1. Sistema de freio de Prony

O sistema de freio de Prony apresentado na figura 3.5, consiste de um conjunto de freio hidráulico a disco, uma barra de alumínio e uma célula de carga. O conjunto de freio (fabricante/modelo: *Shimano/M445*) é composto do acionador hidráulico manual, da pinça de freio e do disco. Este disco apresenta a mesma velocidade de rotação do eixo da BFT no qual esta acoplado. A pinça de freio esta acoplada em uma barra de alumínio. A extremidade livre desta barra é sustentada por duas seções de uma haste rígida de aço, entre as quais se localiza a célula de carga.

Ao acionar a pinça do freio aplica-se um momento de frenagem no disco e, por conseguinte, no eixo da BFT, devido ao atrito no contato entre as pastilhas da pinça e o disco. A barra tende então, ao movimento de rotação no mesmo sentido do disco (sentido anti-horário, neste caso). Este movimento é impedido pela haste em sua extremidade.

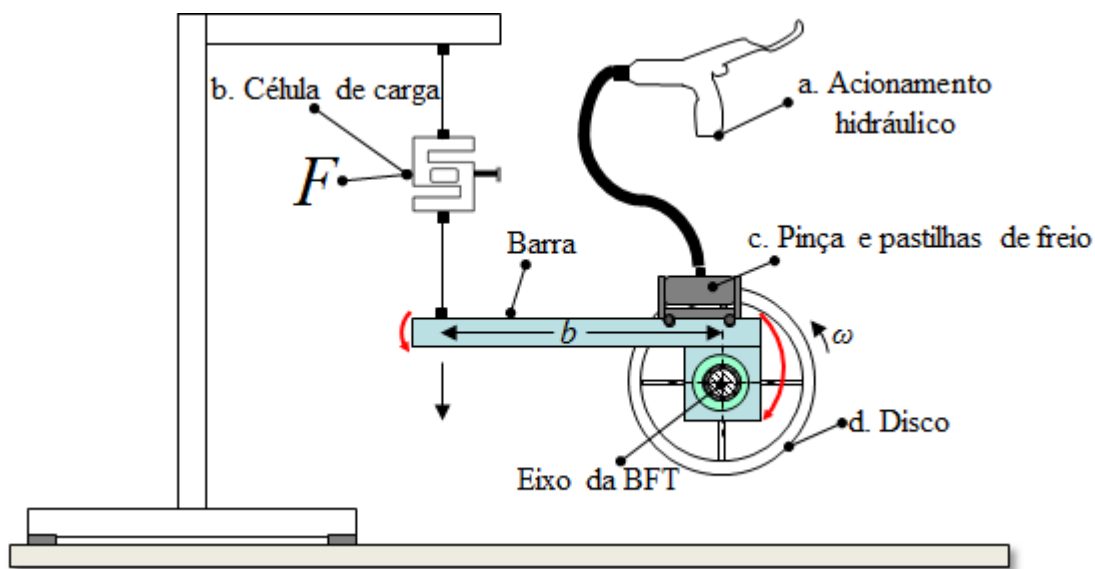


Figura 3.5 – Sistema de freio de Prony.

Para manter a condição de equilíbrio inicial do sistema, ou seja, para manter a posição horizontal da barra, desenvolve-se nesta um momento binário. Na condição ideal de equilíbrio, os momentos nas extremidades da barra (setas vermelhas) apresentam a mesma intensidade. Portanto, as respectivas medidas de torque e potência de eixo na BFT,  $T[\text{N.m}]$  e  $P[\text{W}]$ , foram calculadas como:

$$T = Fb \quad (3.1)$$

$$P = T\omega \quad (3.2)$$

Onde  $F=m.g[\text{N}]$  representa a força medida através da célula de carga e  $m[\text{kg}]$ ,  $g[\text{m/s}^2]$  e  $b[\text{m}]$  representam respectivamente, a massa, a aceleração da gravidade e o comprimento da barra de alumínio (ou braço);  $\omega[\text{rad/s}]$  representa a velocidade de rotação do eixo. O comprimento  $b$  da barra foi medido perpendicularmente a partir da linha vertical de centro do eixo da BFT, até o ponto em sua extremidade ligado a célula de carga,  $b$  é igual a  $0,325[\text{m}]$ .

Os mesmos componentes do sistema indicados de  $a$  a  $d$  na figura 3.5 são indicados na figura 3.6, no protótipo.

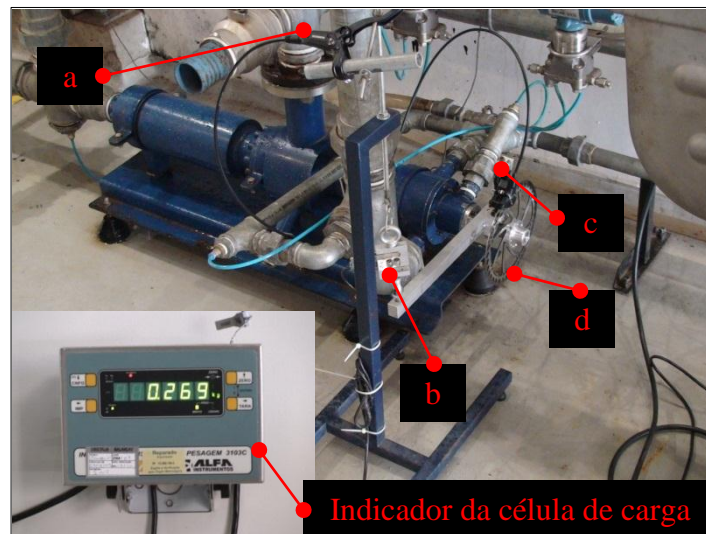


Figura 3.6 – Sistema de freio de Prony no protótipo.

Nota-se que, quanto maior a intensidade do momento de frenagem aplicado no disco maior a intensidade dos momentos nas extremidades da barra, ou seja, quanto maior a carga de freio maior a força  $F$  medida na célula de carga e, portanto, maior o torque na equação 3.1 e maior a potência de eixo na equação 3.2. Embora simultaneamente ocorra, uma redução da velocidade de rotação  $\omega$ , devido ao aumento da resistência à rotação do eixo relacionada ao aumento da carga de freio. Neste trabalho utilizou-se para o momento de frenagem o termo carga de freio.

### 3.2. Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados é composto de uma placa de aquisição, um *Gateway* e sua fonte de alimentação e de um computador com o programa de interface deste sistema. O sistema de aquisição é apresentado na figura 3.7.

A placa de aquisição (fabricante/modelo: *National Instruments/NI9219*) possui 4 canais analógicos de entrada e apresenta 24[bits] de resolução no conversor analógico-digital. Nesta placa foram integradas as variáveis medidas de vazão, massa específica e força através da conexão com seus respectivos cabos de sinais de 4 a 20[mA].

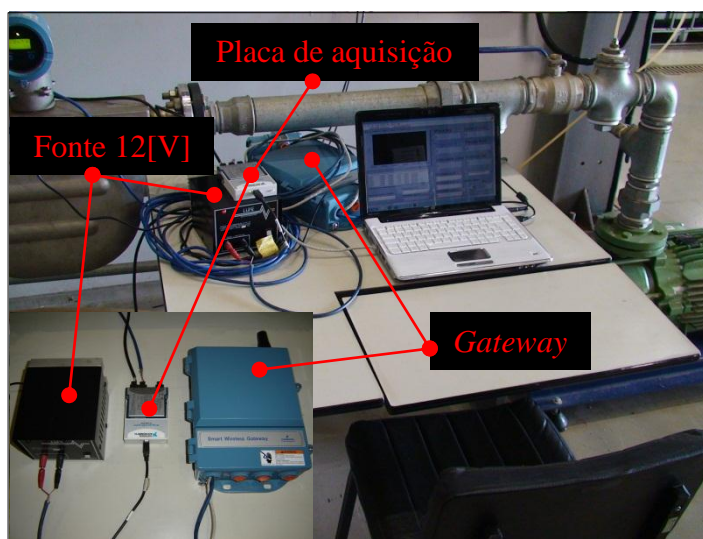


Figura 3.7 – Sistema de aquisição de dados.

O *Gateway* (fabricante/modelo: *Emerson Smart Wireless Gateway/1420*) foi utilizado para a integração, configuração e controle da rede formada pelos medidores de pressão, que utilizaram transmissão de dados sem fio. A taxa de atualização máxima dos dados foi de 4[s] e a

comunicação com a interface foi através do protocolo *Modbus*. O *Gateway* e a placa de aquisição foram conectados ao computador através dos respectivos cabos *Ethernet*.

A interface do sistema de aquisição de dados foi desenvolvida no *LabVIEW* 2010, figura 3.8. Todas as variáveis medidas e calculadas eram visualizadas. Entre estas variáveis, somente as medidas de velocidade na *booster* e na BFT foram inseridas manualmente no programa, pois seus respectivos instrumentos de medição, variador de frequência e tacômetro, não eram habilitados para a transmissão dos dados para a placa de aquisição.

Com o intuito de reduzir as incertezas associadas ao freio de Prony foram realizadas, em todos os testes de desempenho, três medidas consecutivas de velocidade de rotação do eixo e sua média considerada para o cálculo do torque. As demais variáveis foram integradas através dos dispositivos anteriormente descritos e seus respectivos valores instantâneos eram indicados.

A taxa de aquisição de amostras para cada ponto experimental foi de aproximadamente 110[ms] em todos os testes. A quantidade de amostras variou entre 20 e 60, para os testes de desempenho. Arquivos de saída no formato de texto foram gerados com os pontos experimentais coletados.

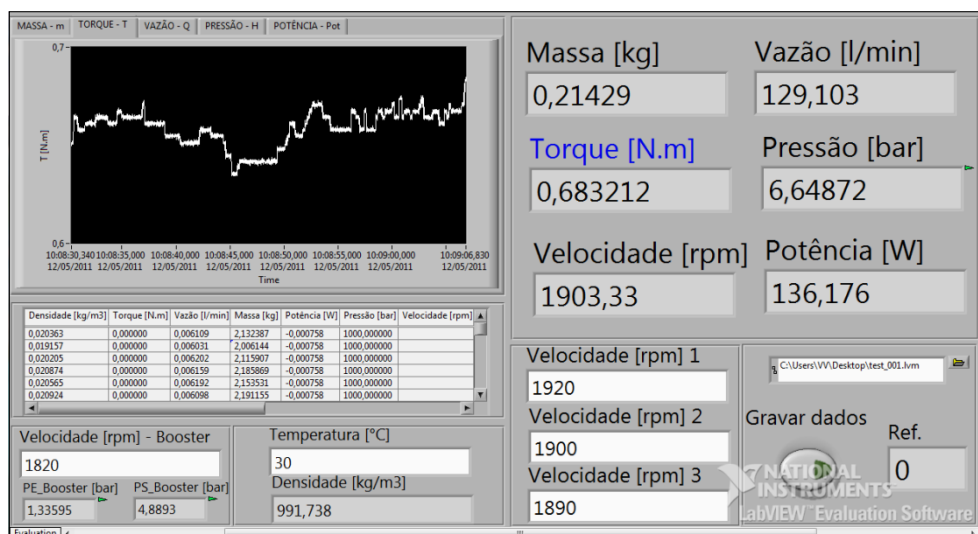


Figura 3.8 – Tela da interface do sistema de aquisição de dados.

### 3.3. Procedimento para os testes no modo turbina

Embora existam normas com referências para a realização dos testes de desempenho de bombas centrífugas operando em modo reverso, como por exemplo:

- *Hydraulic turbines and Pump-turbines*, ASME PTC 18-2011 e
- *Centrifugal pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural gas industries*, ISO 13709: 2009.

Estas não foram consideradas neste trabalho, devido ao método simplificado utilizado para as medidas de torque. Desta forma, foram propostos dois procedimentos experimentais. Ambos os procedimentos resultam em curvas de desempenho da BFT e possibilitaram verificar, através de procedimentos diferentes, se houve repetitividade da eficiência máxima, principalmente. Através do procedimento 1 foram obtidas as curvas dimensionais de desempenho para uma determinada altura manométrica constante. Através do procedimento 2 foram obtidas as curvas adimensionais de desempenho para toda a faixa de vazão na BFT - o procedimento 1 limitou tal faixa em alguns testes. Os procedimentos 1 e 2 são respectivamente detalhados nos itens 3.3.1 e 3.3.2.

Para os procedimentos experimentais foram identificados dois parâmetros de controle, a carga de freio no freio de Prony e a velocidade de rotação na bomba *booster*. A carga no eixo da BFT foi controlada através da variação da carga de freio. Quanto maior a carga de freio, maior a resistência para a rotação do eixo e, portanto, menor a sua velocidade de rotação.

Na figura 3.9 são apresentadas as curvas de altura manométrica  $H_{Booster}$  e  $H_{BFT}$  em função da vazão para uma bomba *booster* e uma BFT, respectivamente. No arranjo experimental (figura 3.1), *booster* e BFT apresentam aproximadamente a mesma vazão quando em operação, embora, tal vazão, corresponda a uma determinada altura manométrica diferente para cada máquina. Assim, representando esta situação, na figura 3.9 se observa o comportamento da BFT quando se varia a carga de freio em seu eixo para uma determinada velocidade constante na *booster*. Então, para a *booster* a velocidade  $\omega_{Booster}$  é constante e para a BFT, observa-se que o ponto na intersecção com a curva da *booster* varia conforme é maior ou menor a carga de freio aplicada em seu eixo. Cada um destes pontos pertence a sua respectiva curva de velocidade constante  $\omega_{BFT,1}$ ,  $\omega_{BFT,2}$  ou  $\omega_{BFT,3}$ , por exemplo. Entre estas curvas, ainda nos pontos na intersecção com a curva da *booster*, verifica-se uma determinada variação da vazão  $\Delta Q$  correspondente a uma



determinada variação de altura manométrica  $\Delta H_{BFT}$ . Analisando esta variação de altura manométrica através dos dados do teste 1A (descrito no item 3.3.1), observa-se na figura 3.10 a linha de tendência da altura manométrica em função da vazão.

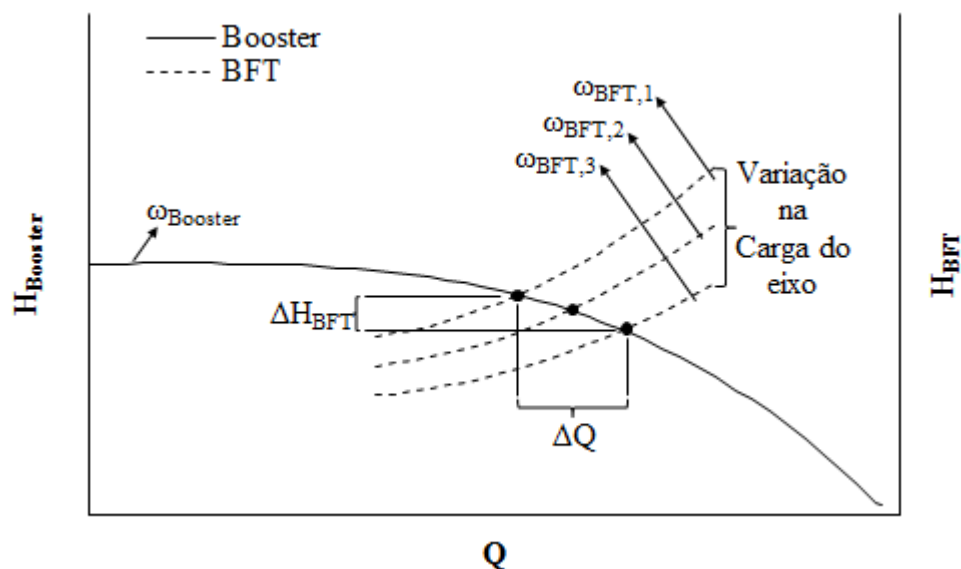


Figura 3.9 – Curva de altura manométrica em função da vazão para uma bomba *booster* e, para uma BFT com diferentes cargas no eixo.

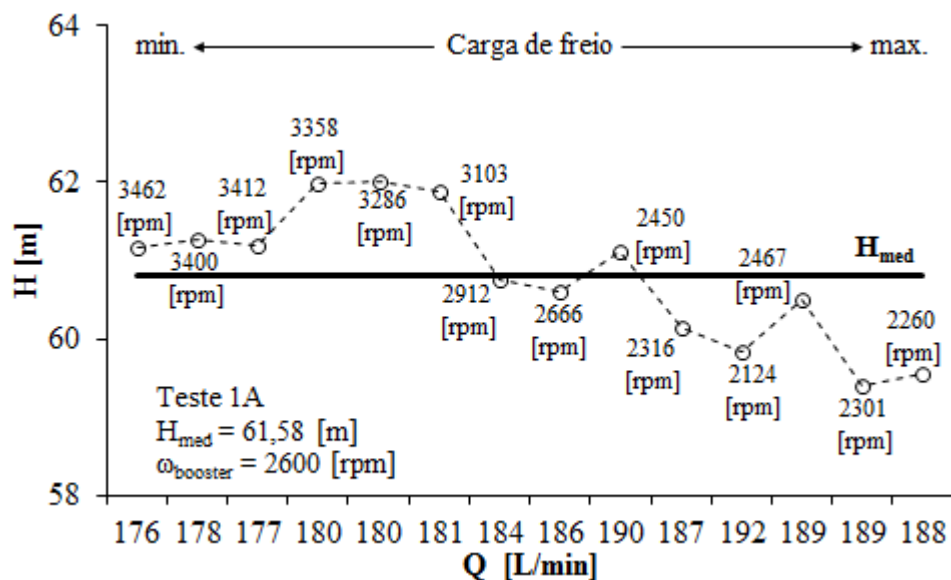


Figura 3.10 – Linha de tendência da altura manométrica em função da vazão, teste 1A,  $H_{med} = 61,58[m]$  e  $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ .

Conforme a variação da carga de freio entre a carga mínima e a carga máxima, verifica-se a variação da velocidade de rotação indicada nos respectivos pontos experimentais. Para uma mesma variação de carga de freio, observa-se que a velocidade de rotação é mais sensível a variação de tal parâmetro de controle comparada à vazão.

Enquanto para a faixa de carga de freio considerada, a velocidade variou entre 3462 e 2260[rpm], a vazão variou entre 176 e 192[L/min]. Tal variação de vazão corresponde a uma pequena variação de altura manométrica, entre 59 e 62[m]. Por conseguinte, em todos os testes realizados para uma determinada velocidade constante na *booster* e com variação da carga de freio na BFT, considerou-se uma determinada altura manométrica média  $H_{med}$  ou  $H$  simplesmente, para a BFT. No caso do teste 1A na figura 3.9,  $H_{med}$  corresponde a 61,58[m] para uma velocidade na *booster* de 2600[rpm].

Neste estudo utilizou-se para a altura manométrica a unidade de medida em metros (m), ressalta-se que o fluido de trabalho é água e, portanto, todas as medidas de altura manométrica estão em unidades de metros de coluna de água (m.c.a.).

A vazão na BFT foi controlada através da variação da velocidade na bomba *booster*. A *booster* localiza-se na linha de entrada da BFT, como observado na figura 3.1. Na figura 3.11 apresenta-se a vazão e velocidade na BFT em função da velocidade na *booster* para o teste 3A, realizado com o sistema de freio de Prony desacoplado do eixo. Como se observa, quanto maior a velocidade na *booster*, maior a vazão e velocidade na BFT. Detalhes deste e de outros testes relacionados com a variação de velocidade na *booster* e também com o funcionamento do freio são apresentados no Apêndice A.

Em todos os testes nos quais se utilizou o sistema de freio, variou-se as cargas no eixo da BFT através da aplicação de diferentes cargas de freio (ou momentos de frenagem conforme item 3.1). Esta carga de freio foi variada entre dois valores:

- Carga mínima: carga de freio mínima aplicável no eixo da BFT para a leitura de um torque mínimo mensurável e
- Carga máxima: carga de freio máxima aplicável no eixo da BFT sem bloqueá-lo (ver teste 4B, Apêndice A).

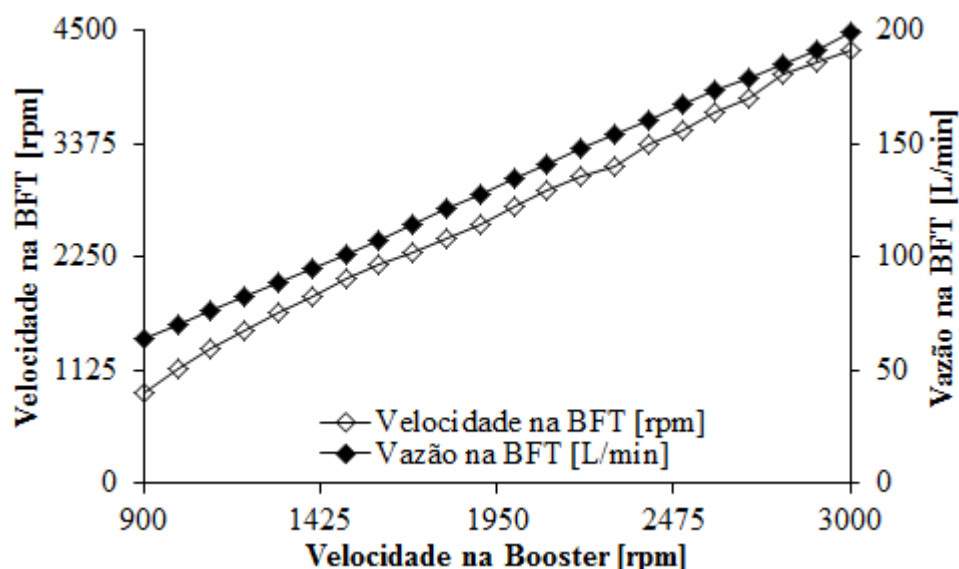


Figura 3.11 – Variações de velocidade e vazão na BFT em função da velocidade na *booster*, teste 3A, sistema de freio desacoplado.

Na tabela 3.3 são apresentados os testes realizados na BFT. O teste 1 refere-se aos testes realizados através do procedimento 1, teste 1A e 1B, para carga de freio variável e velocidade constante na *booster*. O teste 2 refere-se aos testes realizados através do procedimento 2, teste 2A e 2B, para carga de freio e velocidade na *booster* variáveis. Ao lado do número de cada teste indica-se a respectiva carcaça utilizada.

Tabela 3.3 - Testes realizados na BFT.

Teste	Procedimento	Carcaça		Parâmetros de controle	
		A	B	Carga de freio	Velocidade na <i>booster</i>
	1	1A	1B	variável	constante
	2	2A	2B	variável	variável

### 3.3.1. Procedimento para o teste 1

No teste 1 foram obtidas as curvas dimensionais de desempenho da BFT para uma determinada altura manométrica constante, conforme descrito no item 3.3.1. Como indicado na tabela 3.3, dos parâmetros de controle variou-se a carga de freio e manteve-se constante a velocidade na *booster*. Foram consideradas duas velocidades constantes na *booster* que correspondem na BFT, respectivamente, a velocidade nominal de projeto (aproximadamente 3500[rpm]) e a velocidade máxima do protótipo no laboratório. Estas velocidades na BFT correspondem às velocidades iniciais neste tipo de teste, ou seja, são as velocidades que

antecedem o início da aplicação da carga de freio. Na velocidade nominal de projeto avaliou-se a eficiência máxima dentre todas as velocidades de operação e na velocidade máxima avaliou-se o desempenho para uma condição extrema de operação.

O procedimento experimental para o teste 1 é apresentado na figura 3.12 e as suas etapas são descritas a seguir na sequência de 1 a 7. Na etapa 1, ajusta-se a velocidade na *booster* para a respectiva velocidade inicial de teste na BFT. Na etapa 2, ajusta-se a carga de freio para a condição de carga mínima. Na etapa 3 são realizadas três medidas consecutivas de velocidade na BFT. Em seguida, no programa de aquisição são realizadas as etapas 4 a 7. Na etapa 4 são inseridas as velocidades medidas na BFT e a ajustada na etapa 1 para a *booster*. Na etapa 5, inicia-se a aquisição das demais variáveis. Na etapa 6, repete-se as etapas anteriores a cada incremento de carga de freio na BFT até que a carga aplicada seja a carga máxima. Por fim, na etapa 7, gera-se o arquivo com os pontos experimentais coletados.

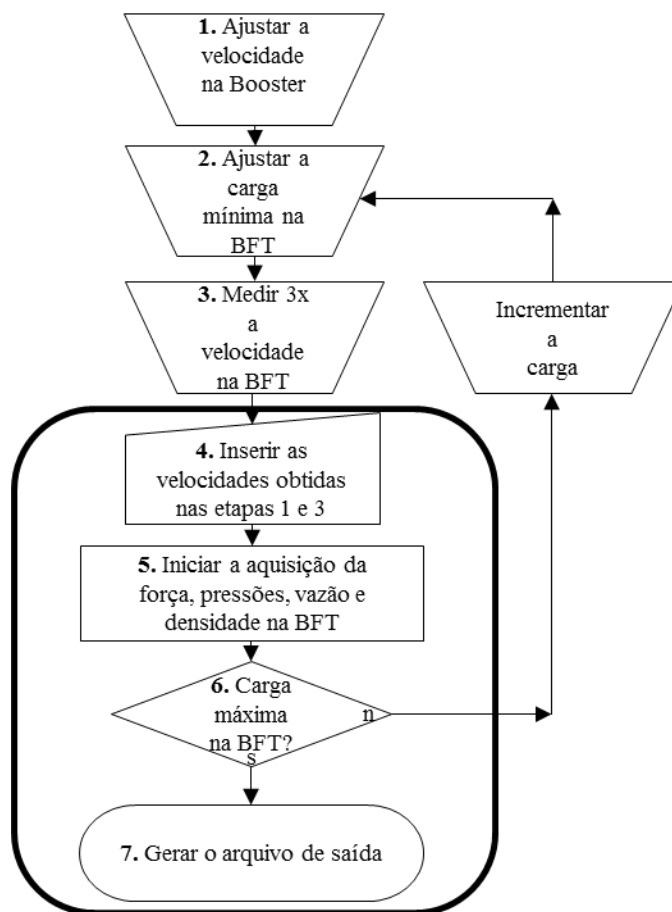


Figura 3.12 – Procedimento experimental para o teste 1.

As grades de teste para os testes 1A são apresentadas na tabela 3.4 e 3.5 e para os testes 1B na tabela 3.6 e 3.7. Nestas tabelas indica-se a faixa de variação das grandezas medidas de vazão, velocidade de rotação e altura manométrica, assim como as faixas de variação dos parâmetros de controle. A variação da carga de freio é indicada em termos da faixa de potência de eixo correspondente, tal relação é direta: quanto maior a carga de freio, maior a potência de eixo, como descrito no item 3.1.

Tabela 3.4 – Grade de teste, teste 1A,  $H_{med} = 60,81$  [m] e  $\omega_{Booster} = 2600$  [rpm].

<b>TESTE 1A, <math>H_{med} = 60,81</math> [m], <math>\omega_{Booster} = 2600</math> [rpm]</b>		
<b>Variável medida</b>	Vazão	176 – 192 [L/min]
	Velocidade	2125 – 3462 [rpm]
	Altura manométrica ( $H_{med}$ )	60,81 [m]
<b>Parâmetro de controle</b>	Carga de freio → Potência de eixo	66 – 382 [W]
	Velocidade na <i>booster</i> ( $\omega_{Booster}$ )	2600 [rpm]

Tabela 3.5 – Grade de teste, teste 1A,  $H_{med} = 112,81$  [m] e  $\omega_{Booster} = 3500$  [rpm].

<b>TESTE 1A, <math>H_{med} = 112,81</math> [m], <math>\omega_{Booster} = 3500</math> [rpm]</b>		
<b>Variável medida</b>	Vazão	222 – 245 [L/min]
	Velocidade	4048 – 5580 [rpm]
	Altura manométrica ( $H_{med}$ )	112,81 [m]
<b>Parâmetro de controle</b>	Carga de freio → Potência de eixo	218 – 752 [W]
	Velocidade na <i>booster</i> ( $\omega_{Booster}$ )	3500 [rpm]

Tabela 3.6 – Grade de teste, teste 1B,  $H_{med} = 51$  [m] e  $\omega_{Booster} = 2500$  [rpm].

<b>TESTE 1B, <math>H_{med} = 51</math> [m], <math>\omega_{Booster} = 2500</math> [rpm]</b>		
<b>Variável medida</b>	Vazão	222 – 245 [L/min]
	Velocidade	2685 – 3560 [rpm]
	Altura manométrica ( $H_{med}$ )	51 [m]
<b>Parâmetro de controle</b>	Carga de freio → Potência de eixo	85 – 419 [W]
	Velocidade na <i>booster</i> ( $\omega_{Booster}$ )	2500 [rpm]

Tabela 3.7 – Grade de teste, teste 1B,  $H_{med} = 98,41$  [m] e  $\omega_{Booster} = 3500$  [rpm].

<b>TESTE 1B, <math>H_{med} = 98,41</math> [m], <math>\omega_{Booster} = 3500</math> [rpm]</b>		
<b>Variável medida</b>	Vazão	314 – 336 [L/min]
	Velocidade	4515 – 4961 [rpm]
	Altura manométrica ( $H_{med}$ )	98,41 [m]
<b>Parâmetro de controle</b>	Carga de freio → Potência de eixo	226 – 1080 [W]
	Velocidade na <i>booster</i> ( $\omega_{Booster}$ )	3500 [rpm]

### 3.3.2. Procedimento para o teste 2

No teste 2 foram obtidas as curvas adimensionais de desempenho para toda a faixa de vazão da BFT. Neste teste, como indicado na tabela 3.3, foram variados os parâmetros de controle: carga de freio e velocidade na *booster*. A velocidade na *booster* foi variada entre uma faixa que corresponde na BFT, a sua velocidade inicial mínima e a velocidade final. Esta última foi considerada a velocidade nominal de projeto, aproximadamente 3500[rpm]. Como no teste 1, estas velocidades são anteriores ao início da aplicação da carga de freio. A velocidade final foi limitada próxima à velocidade nominal, pois foi suficiente para obter as curvas de desempenho ao longo de toda a faixa de vazão.

O procedimento experimental para o teste 2 é apresentado na figura 3.13 e as suas etapas são descritas a seguir na sequência de 1 a 8. Na etapa 1, ajusta-se a velocidade mínima na *booster* para o início da operação da BFT. Na etapa 2, ajusta-se a carga de freio para a condição de carga mínima. Na etapa 3 são realizadas três medidas consecutivas de velocidade na BFT. Em seguida, no programa de aquisição são realizadas as etapas 4 a 8. Na etapa 4 são inseridas as velocidades medidas na BFT e a ajustada na etapa 1 para a *booster*. Na etapa 5, inicia-se a aquisição das demais variáveis. Na etapa 6, repete-se as etapas anteriores a cada incremento de 100[rpm] na *booster*, até que a sua velocidade alcance a correspondente velocidade final de teste na BFT. Na etapa 7, repete-se as etapas 1 a 6, para a condição de carga máxima na BFT na etapa 2. Por fim, na etapa 8, gera-se o arquivo com os pontos experimentais coletados.

As grades de teste para o teste 2A e 2B são apresentadas na tabela 3.8 e 3.9, respectivamente. Nestas tabelas indica-se a faixa de variação das grandezas medidas de vazão, velocidade de rotação e altura manométrica, assim como as faixas de variação dos parâmetros de controle. A variação da carga de freio é indicada em termos da faixa de potência de eixo correspondente, tal relação é direta: quanto maior a carga de freio, maior a potência de eixo, como descrito no item 3.1.

A análise de incerteza nas medidas foi realizada através do procedimento apresentado por Holman (1994), considerando as incertezas fornecidas pelos fabricantes dos instrumentos apresentados nas tabelas 3.1 e 3.2. Detalhes deste procedimento e dos respectivos cálculos são apresentados no apêndice B.

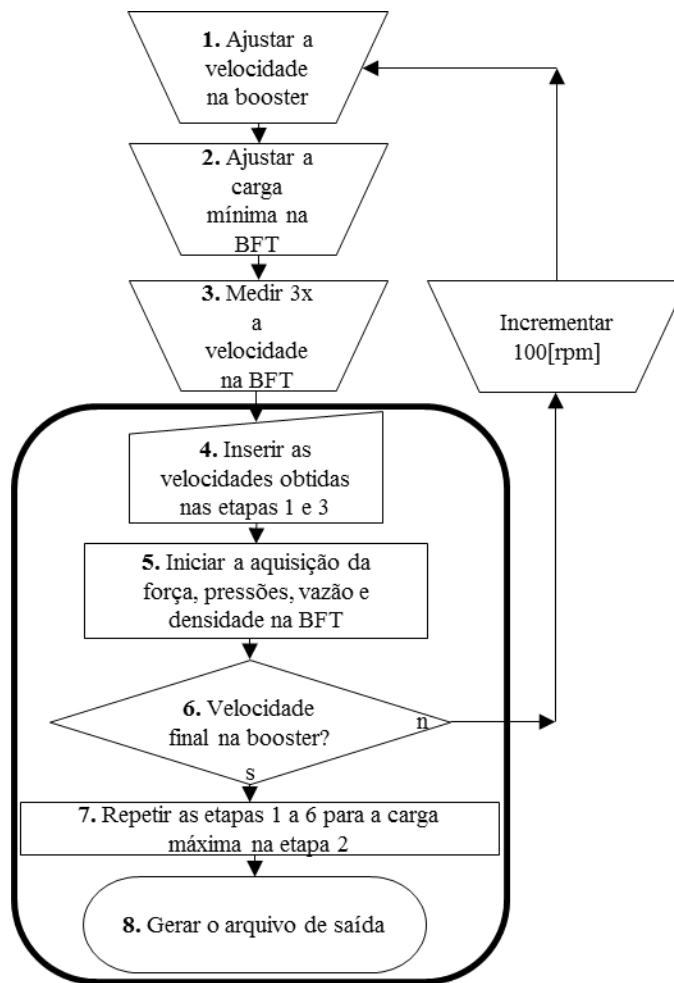


Figura 3.13 – Procedimento experimental para o teste 2.

Tabela 3.8 – Grade de teste, teste 2A.

TESTE 2A		
Variável medida	Vazão	123 – 189 [L/min]
	Velocidade	1319 – 3050 [rpm]
	Altura manométrica	25 – 61 [m]
Parâmetro de controle	Carga de freio → Potência de eixo	74 – 230 [W]
	Velocidade na <i>booster</i>	1800 – 2800 [rpm]

Tabela 3.9 – Grade de teste, teste 2B.

TESTE 2B		
Variável medida	Vazão	106 – 272 [L/min]
	Velocidade	830 – 3942 [rpm]
	Altura manométrica	9 – 60 [m]
Parâmetro de controle	Carga de freio → Potência de eixo	23 – 419 [W]
	Velocidade na <i>booster</i>	1100 – 2700 [rpm]

### 3.4. Procedimento para os testes no modo bomba

Os testes de desempenho no modo bomba foram realizados por um fabricante de bombas em seu banco de provas. Os testes foram realizados de acordo com a norma *Rotodynamic Pumps – Hydraulic Performance of acceptance tests*, ISO 9906: 1999.

Conforme o procedimento padrão nos testes de desempenho de bombas centrífugas, os parâmetros de altura manométrica, potência e eficiência foram obtidos a velocidade constante de 3500[rpm] enquanto variou-se a vazão, do bloqueio até a vazão máxima.

As medidas de potência foram realizadas através de wattímetros, utilizando as variações de corrente elétrica do motor de acionamento da bomba. A potência deste motor era de aproximadamente 3[cv].

Os testes com a carcaça A foram realizados utilizando o esquema de ligações hidráulicas apresentados na figura 3.14.

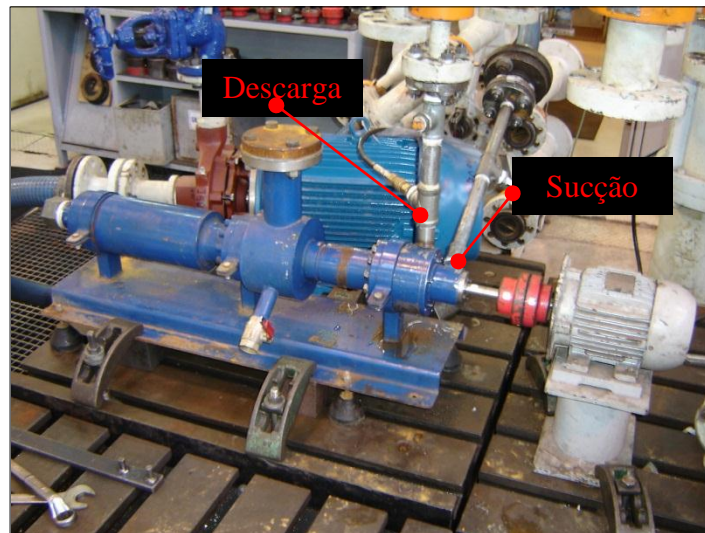


Figura 3.14 - Esquema das ligações hidráulicas na carcaça A, modo bomba.

Para a carcaça B, devido às duas saídas (descargas) disponíveis neste modelo, buscou-se através da combinação de ligações hidráulicas, aquela para a melhor condição de operação no modo bomba. Foram, então, identificados três esquemas de ligações hidráulicas, para os quais se realizaram os testes denominados teste B1, B2 e B3 na tabela 3.10.



Tabela 3.10 – Ligações hidráulicas na carcaça B, modo bomba.

Teste	Ligações hidráulicas		
	Descarga D1	Descarga D2	Sucção c/ <i>booster</i>
<b>B1</b>	X	-	-
<b>B2</b>	-	X	-
<b>B3</b>	-	X	X

As linhas de descarga foram identificadas como *D1* e *D2*. Na linha de sucção havia possibilidade de se utilizar uma *booster*. No teste B1, figura 3.15, utilizou-se *D1* e *D2* foi fechada. No teste B2, figura 3.16, utilizou-se *D2* e *D1* foi fechada. No teste B3, figura 3.17, utilizou-se *D2* e uma bomba *booster* na linha de sucção; *D1* foi fechada. A bomba *booster* foi utilizada com o intuito de aumentar a pressão na linha de sucção e, por conseguinte, a vazão máxima nos testes com a carcaça B.

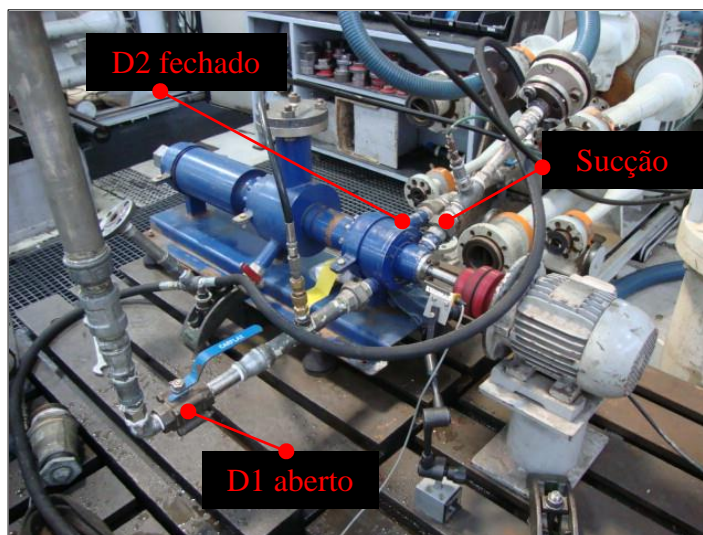


Figura 3.15 - Esquema das ligações hidráulicas na carcaça B, modo bomba, teste B1.

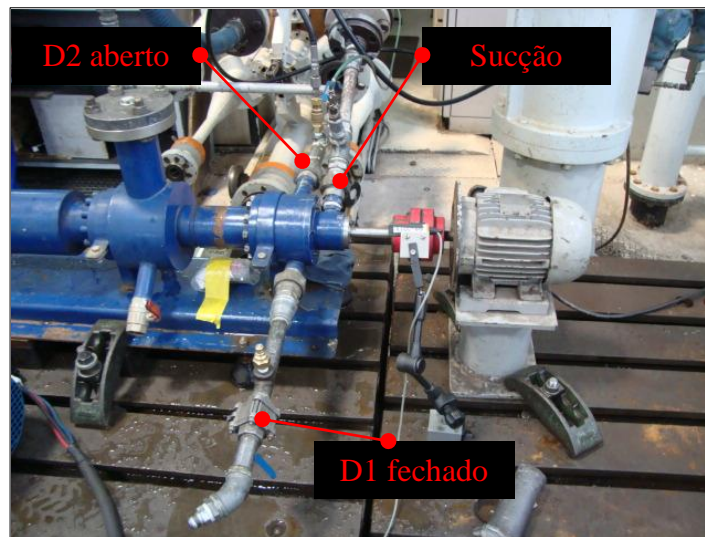


Figura 3.16 - Esquema das ligações hidráulicas na carcaça B, modo bomba, teste B2.

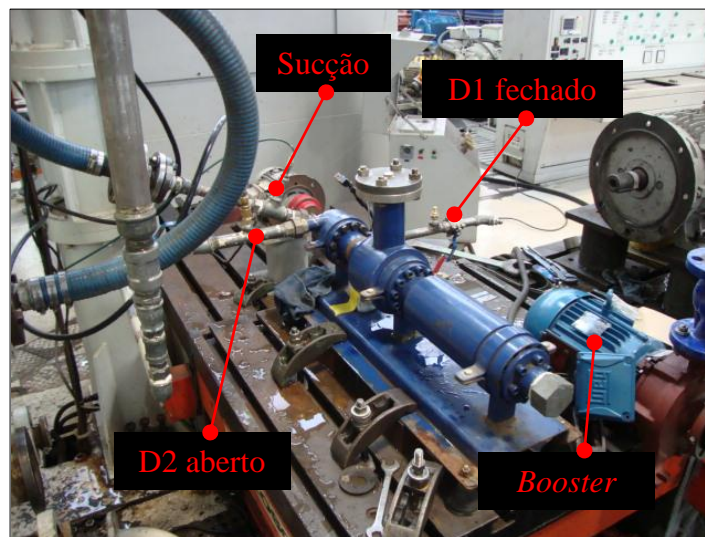


Figura 3.17 - Esquema das ligações hidráulicas na carcaça B, modo bomba, teste B3.

Em ambas as carcaças, A e B, utilizou-se a mesma linha de sucção radial, anterior à entrada axial do rotor. Detalhes da vista em corte das carcaças, assim como a discussão das respectivas perdas internas envolvidas na operação no modo bomba, são apresentados no item 4.3.1.

## 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados dos testes utilizando os modelos de carcaça A e B são apresentados separadamente em cada modo de operação, nas seções seguintes. Inicialmente se apresenta o modo turbina, seguido do modo bomba. No modo turbina, ao lado do número de cada teste indica-se a respectiva carcaça utilizada. Portanto, os testes de 1A a 2A foram com a carcaça A e de 1B a 2B com a carcaça B, tabela 3.3. Os dados experimentais encontram-se listados no Anexo I.

São apresentadas as curvas de desempenho dimensionais e adimensionais. Nas curvas de desempenho dimensionais, os parâmetros de vazão, potência de eixo e eficiência são apresentados em função da velocidade de rotação. Para uma determinada altura manométrica, esta é uma forma interessante de especificar a velocidade e vazão na BFT, ou em uma turbina hidráulica, conforme a situação na qual será utilizada (Fernández *et al.*, 2004).

Nas curvas de desempenho adimensionais, os parâmetros de altura manométrica, potência e eficiência são apresentados em função da vazão. Estes parâmetros são expressos em termos de coeficientes adimensionais e eficiências, encontrados em livros de mecânica dos fluidos como Fox *et al.* (2006) e White (2003). Esta é a forma convencional de apresentação das curvas encontrada na literatura.

Os coeficientes adimensionais de vazão  $C_q$ , altura manométrica  $C_h$  e potência  $C_p$  são definidos por:

$$C_q = \frac{Q}{\omega D^3} \quad ; \quad C_h = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad ; \quad C_p = \frac{P}{\rho \omega^3 D^5} \quad (4.1)$$

As eficiências são definidas para turbina  $\eta_T$  e bomba  $\eta_P$  como:

$$\eta_T = \frac{P}{\rho Q g H} = \frac{C_p}{C_q C_h} \quad ; \quad \eta_P = \frac{\rho Q g H}{P} = \frac{C_q C_h}{C_p} \quad (4.2)$$

## 4.1. Modo turbina

### 4.1.1. Testes 1A

As curvas de desempenho de vazão, potência de eixo e eficiência em função da velocidade de rotação são apresentadas na figura 4.1 e foram obtidas para  $H = 60,81[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 2600[\text{rpm}]$ . Na figura 4.1(a), a variação da carga de freio ocorre da carga mínima no ponto referente a maior velocidade e menor vazão ( $\omega = 3462[\text{rpm}]$  e  $Q = 176[\text{L/min}]$ ) até a carga máxima, no ponto referente a menor velocidade e maior vazão ( $\omega = 2125[\text{rpm}]$  e  $Q = 192[\text{L/min}]$ ).

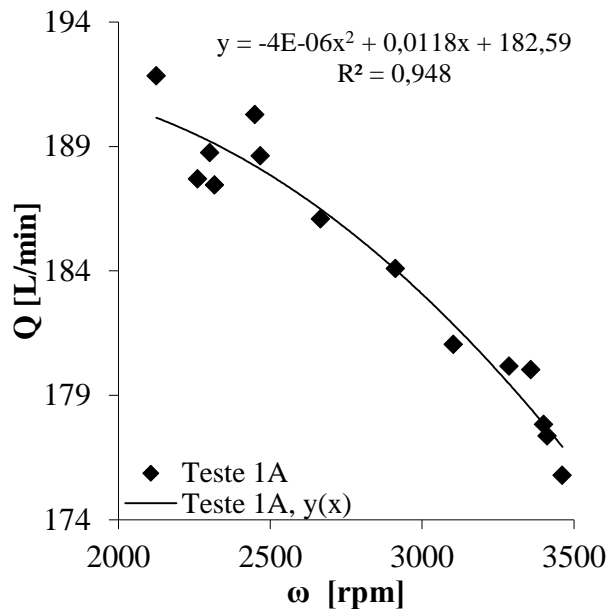
Este comportamento é o esperado para uma turbina hidráulica conforme o balanço de energia, onde a diferença entre a potência hidráulica fornecida pela *booster* ( $\rho QgH$ ) e as perdas hidráulicas e mecânicas (*Perdas*) corresponde à potência de eixo  $P$  da turbina:

$$P = T\omega = \rho QgH - \text{Perdas} \quad (4.3)$$

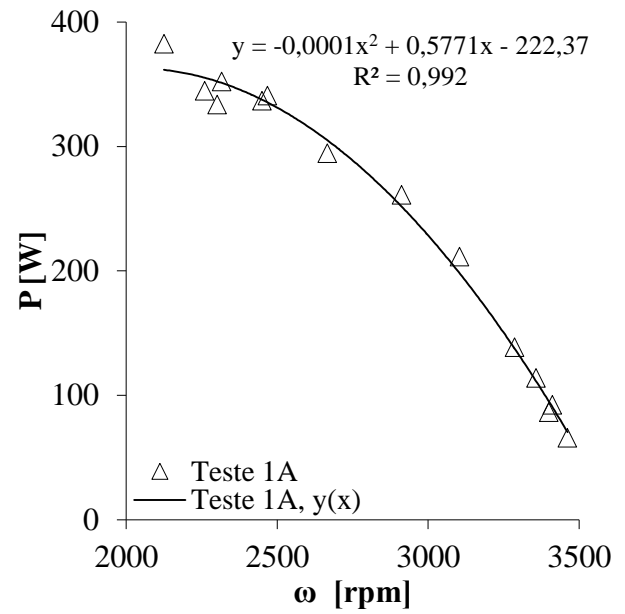
A carga de freio pode ser considerada um elemento de dissipação de potência por atrito. Quando ocorre o aumento desta carga há uma maior resistência ao movimento do eixo da BFT e consequente redução de sua velocidade de rotação  $\omega$ . Simultaneamente, ainda com o aumento da carga de freio, ocorre o aumento do torque  $T$  na potência de eixo, conforme descrito no item 3.1.

Pela igualdade do balanço de energia, na equação 4.3 e, para  $\rho$ ,  $g$  e  $H$  constantes, ocorre o aumento da vazão  $Q$  no termo referente à potência hidráulica. Nota-se que, embora exista variação da altura manométrica  $H$ , esta pode ser considerada constante, como descrito no item 3.3.1. A relação entre a vazão e o torque de eixo pode ser analisada através da equação da quantidade de movimento angular aplicada a turbomáquinas, que é encontrada, por exemplo, nos livros de mecânica dos fluidos citados no início deste capítulo.

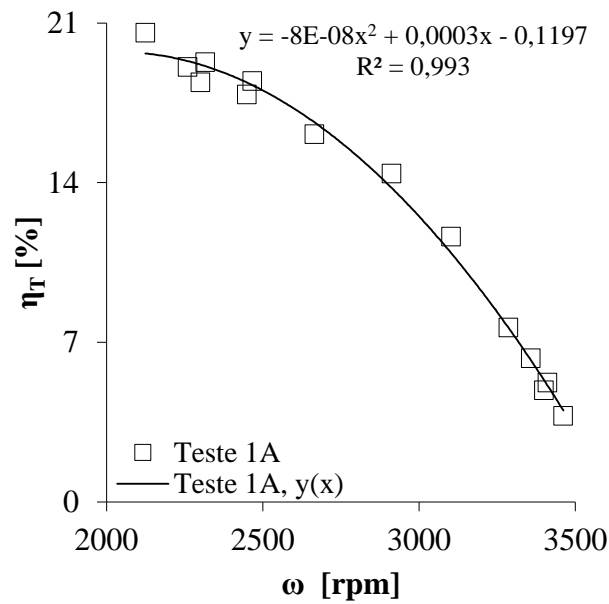
Para a mínima vazão de  $175,77[\text{L/min}]$  observa-se a velocidade máxima de  $3462[\text{rpm}]$ . Nesta velocidade foram obtidos os menores valores de potência e eficiência,  $65,65[\text{W}]$  e  $3,76\%$ , respectivamente. Para a máxima vazão de  $191,84[\text{L/min}]$  observa-se a velocidade mínima de  $2125[\text{rpm}]$ . Nesta velocidade foram obtidos os maiores valores de potência e eficiência,  $382[\text{W}]$  e  $20\%$ , respectivamente. Estes valores correspondem ao ponto de máxima eficiência da BFT.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.1 - Curvas de desempenho da BFT para  $H = 60,81$ [m] e  $\omega_{Booster} = 2600$ [rpm], teste 1A.  
(a) Vazão, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da velocidade de rotação.

Na figura 4.2 são apresentadas as curvas de desempenho adimensionais de altura manométrica, potência de eixo e eficiência em função da vazão, obtidas para  $H = 60,81[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 2600[\text{rpm}]$ . Ao lado dos pontos representados pelos marcadores preenchidos estão indicadas as respectivas velocidades medidas. Estas velocidades indicam os extremos da faixa de variação de velocidade obtida no teste. Em todas as curvas adimensionais obtidas nos demais testes com as carcaças A e B são indicadas as respectivas velocidades limite medidas.

Para o coeficiente de vazão de 0,012 observa-se a máxima eficiência de aproximadamente 20%, tal como apresentado em função da velocidade de rotação na figura 4.1(c).

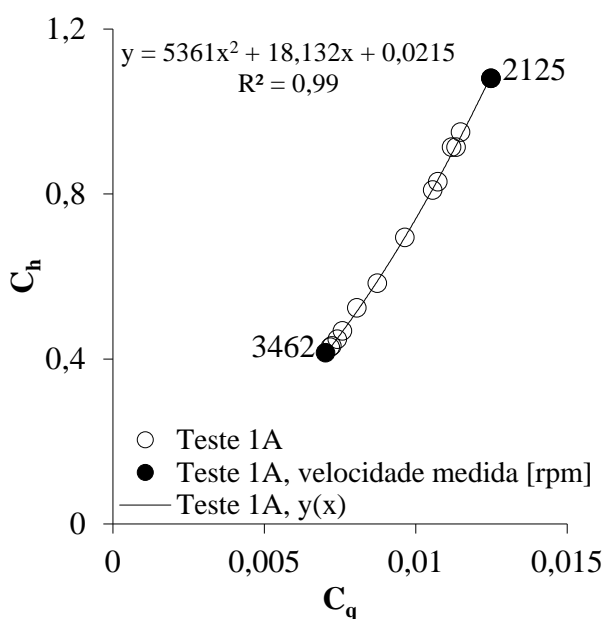
As curvas de desempenho de vazão, potência de eixo e eficiência em função da velocidade de rotação são apresentadas na figura 4.3 e foram obtidas para  $H = 112,81[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 3500[\text{rpm}]$ .

Para a mínima vazão de 222,33[L/min] observa-se a velocidade máxima de 5580[rpm]. Nesta velocidade foram obtidos os menores valores de potência e eficiência, 217,57[W] e 5,29%, respectivamente. Para a máxima vazão de 245,26[L/min] observa-se a velocidade mínima de 4048[rpm]. Nesta velocidade foram obtidos os maiores valores de potência e eficiência, 751,93[W] e 17,28%, respectivamente. Estes valores correspondem ao ponto de máxima eficiência da BFT.

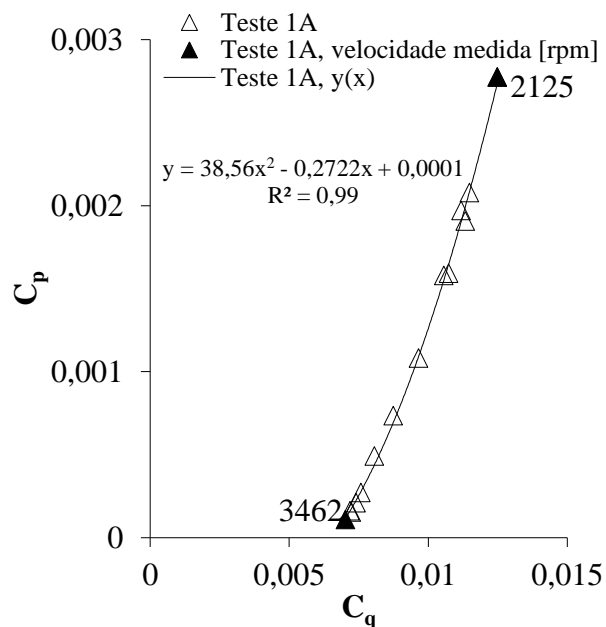
Na figura 4.4 são apresentadas as curvas de desempenho adimensionais de altura manométrica, potência de eixo e eficiência em função da vazão, obtidas para  $H = 112,81[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 3500[\text{rpm}]$ .

Para o coeficiente de vazão de 0,0084 observa-se a máxima eficiência de 17,28%, tal como observado em função da velocidade de rotação na figura 4.3(c).

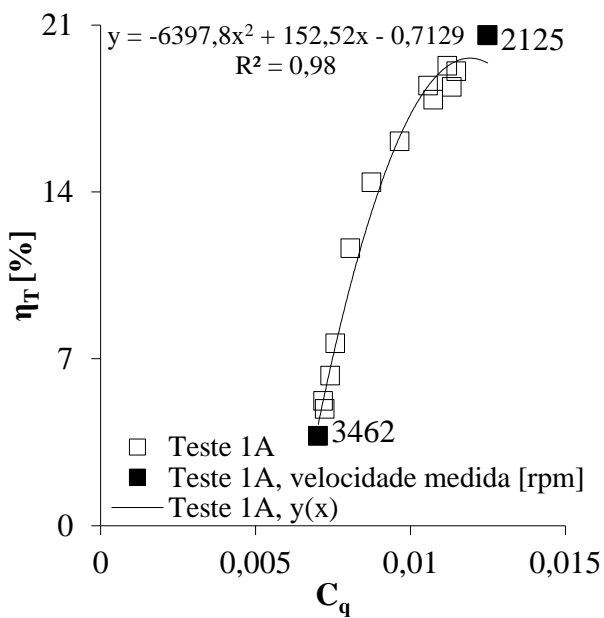
Conforme o comportamento característico das curvas de desempenho de turbinas hidráulicas observa-se o aumento de altura manométrica com o aumento de vazão. Semelhante ao verificado por Fernández *et al.* (2004) em seu estudo, as curvas não passam pela origem dos eixos, indicando existir a baixas vazões uma região de recirculação, com dissipação de altura manométrica e potência de eixo nula. Ou seja, trata-se do comportamento esperado para uma turbina hidráulica, cujo início da operação ocorre a partir de uma vazão mínima, figura 2.4. Nas curvas adimensionais obtidas nos demais testes, teste 2A, 1B e 2B, observa-se tal comportamento.



(a)

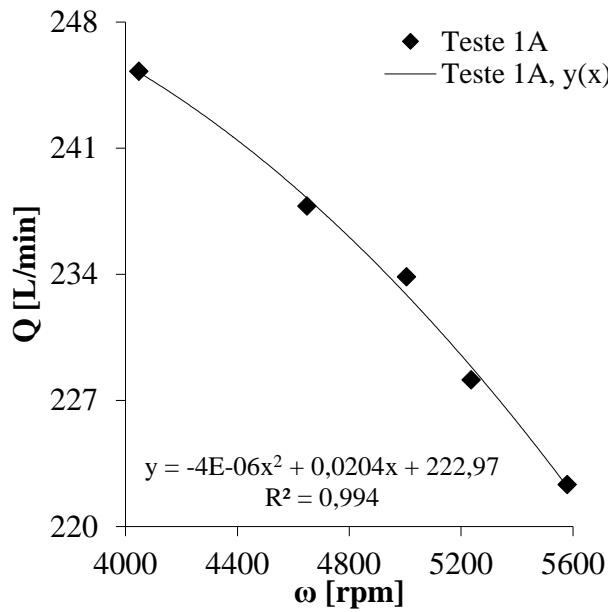


(b)

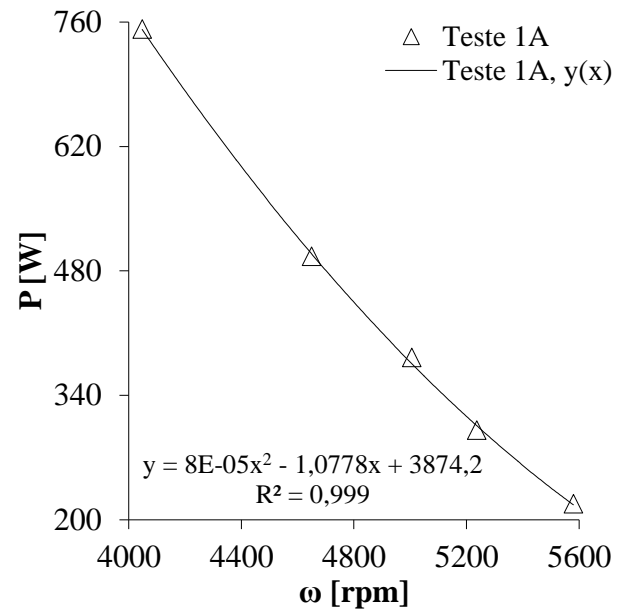


(c)

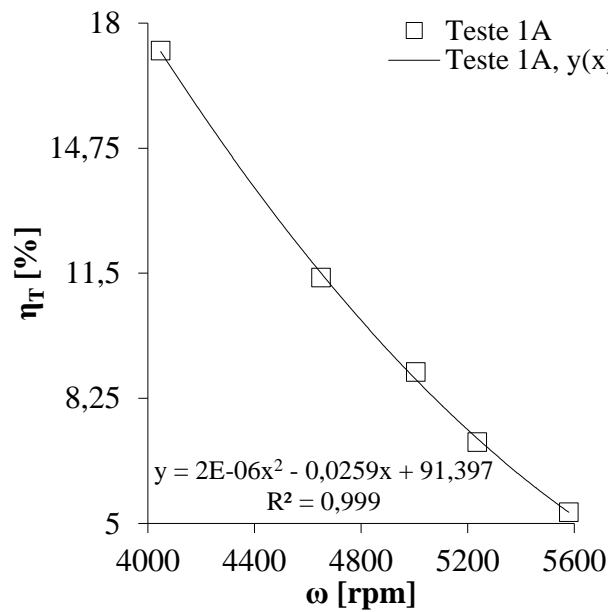
Figura 4.2 - Curvas de desempenho adimensionais da BFT para  $H = 60,81$ [m] e  $\omega_{Booster} = 2600$ [rpm], teste 1A. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão.



(a)



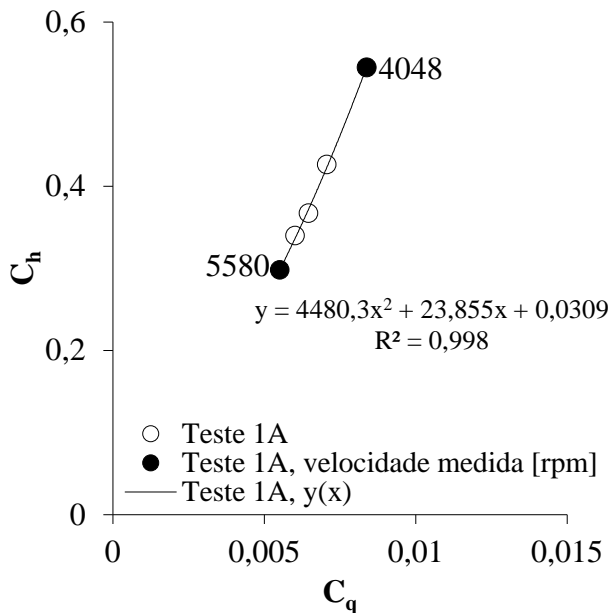
(b)



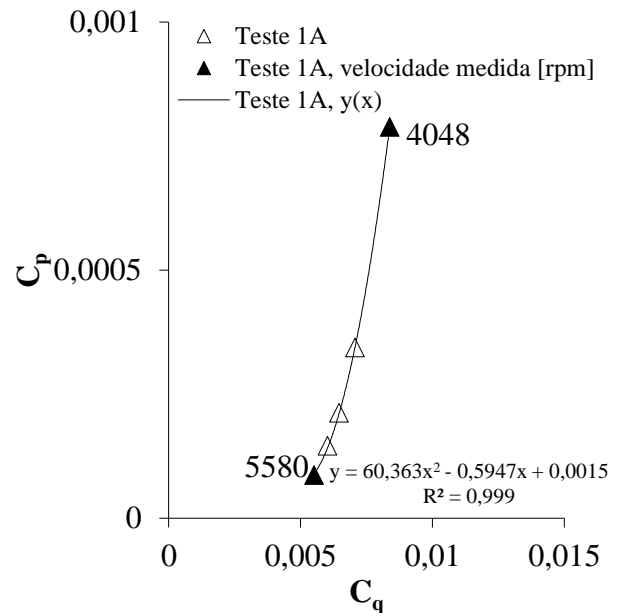
(c)

Figura 4.3 - Curvas de desempenho da BFT para  $H = 112,81$ [m] e  $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm], teste 1A.  
(a) Vazão, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da velocidade de rotação.

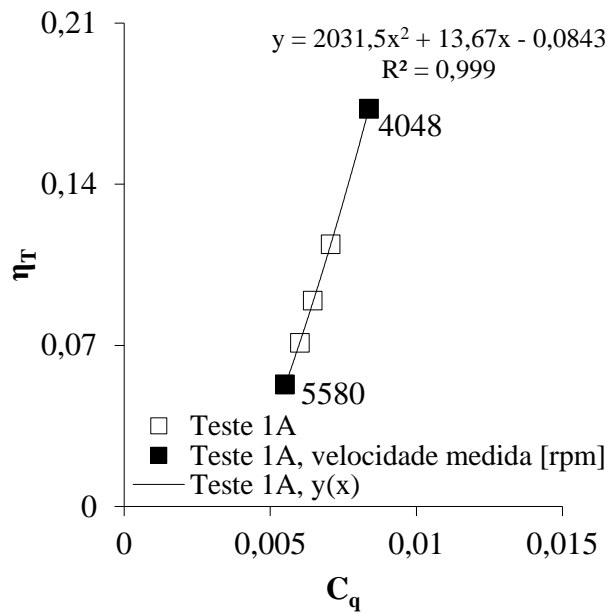




(a)



(b)



(c)

Figura 4.4 - Curvas de desempenho adimensionais da BFT para  $H = 112,81[m]$  e  $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , teste 1A. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão.

#### 4.1.2. Testes 1B

As curvas de desempenho de vazão, potência de eixo e eficiência em função da velocidade de rotação são apresentadas na figura 4.5 e foram obtidas para  $H = 50,86[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 2500[\text{rpm}]$ .

Para a mínima vazão de  $221,97[\text{L}/\text{min}]$  observa-se a velocidade máxima de  $3559[\text{rpm}]$ . Nesta velocidade foram obtidos os menores valores de potência e eficiência,  $85,75[\text{W}]$  e  $4,58\%$ , respectivamente.

Para a máxima vazão de  $244,81[\text{L}/\text{min}]$  observa-se a velocidade mínima de  $2685[\text{rpm}]$ . Nesta velocidade foram obtidos os maiores valores de potência e eficiência,  $419,24[\text{W}]$  e  $22,41\%$ , respectivamente. Estes valores correspondem ao ponto de máxima eficiência da BFT.

A maior concentração de pontos experimentais ao redor da vazão inicial de operação de  $221,97[\text{L}/\text{min}]$  indica que, neste teste, as variações da carga de freio não foram adequadamente distribuídas ao longo da faixa de vazão.

A partir da correlação entre os pontos experimentais, observa-se uma tendência linear de variação dos parâmetros de vazão, potência de eixo e eficiência em função da velocidade de rotação. Esta tendência difere da observada na figura 4.1 no teste 1A e é relacionada às diferenças geométricas entre as carcaças utilizadas.

As curvas de desempenho adimensionais de altura manométrica, potência de eixo e eficiência em função da vazão são apresentadas na figura 4.6 e foram obtidas para  $H = 50,86[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 2500[\text{rpm}]$ . Para o coeficiente de vazão  $0,013$  observa-se a máxima eficiência de  $22,4\%$ , tal como observado na figura 4.5(c) em função da velocidade de rotação.

As curvas de desempenho de vazão, potência de eixo e eficiência em função da velocidade de rotação são apresentadas na figura 4.7 e foram obtidas para  $H = 98,41[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 3500[\text{rpm}]$ .

Para a mínima vazão de  $313,68[\text{L}/\text{min}]$  observa-se a velocidade máxima de  $4961[\text{rpm}]$ . Nesta velocidade foram obtidos os menores valores de potência e eficiência,  $226,58[\text{W}]$  e  $4,40\%$ , respectivamente.

Para a máxima vazão de 336,31[L/min] observa-se a velocidade mínima de 4515[rpm]. Nesta velocidade foram obtidos os maiores valores de potência e eficiência, 1080,45[W] e 20,68%, respectivamente. Estes valores correspondem ao ponto de máxima eficiência da BFT.

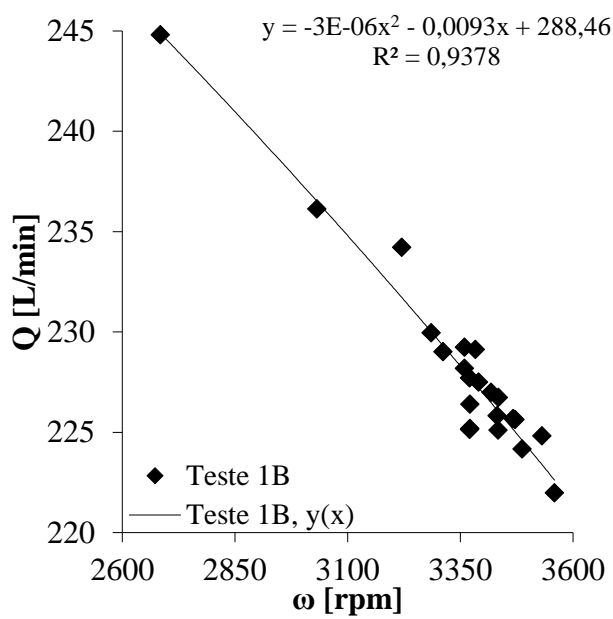
As curvas de desempenho adimensionais de altura manométrica, potência de eixo e eficiência em função da vazão são apresentadas na figura 4.8 e foram obtidas para  $H = 98,41$ [m] e  $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm]. Para o coeficiente de vazão 0,010 observa-se a máxima eficiência de aproximadamente 20,68%, tal como observado em função da velocidade de rotação na figura 4.7(c).

Conforme também observado na figura 4.6, a variação da carga de freio neste teste (figura 4.8) não foi um método adequado para a variação da vazão, visto a tendência de concentração dos pontos experimentais ao redor do coeficiente de vazão de 0,01.

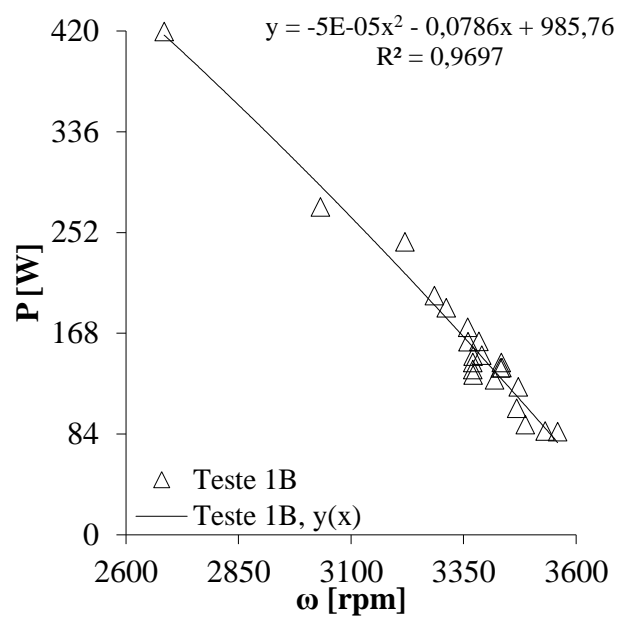
Semelhante ao teste 1A para  $H = 112,81$ [m], o teste 1B para  $H = 98,41$ [m] foi realizado na máxima velocidade de rotação possível de ser alcançada pela BFT no protótipo em laboratório. Esta limitação de velocidade, em princípio, se deve a capacidade de fornecimento de potência hidráulica pela *booster*. Esta operou em sua velocidade limite de 3500[rpm]. Nesta condição de operação, o rápido aquecimento do sistema de freio e do fluido de trabalho na BFT dificultou a coleta de uma maior quantidade de pontos experimentais e, por conseguinte, sua análise. Devido a operação em velocidades acima da velocidade nominal de projeto de 3500[rpm] e a dificuldade de obter pontos experimentais nesta condição, são necessários mais estudos nesta região de operação para o melhor entendimento do comportamento observado.

Em estudos de bombas centrífugas operando como turbinas que utilizam como carga um gerador acoplado ao eixo, a velocidade de operação limite é a velocidade máxima deste gerador. É usual a utilização de geradores síncronos com velocidades de até 3000[rpm], como observado nos estudos de Fernández *et al.* (2004) e Derakhshan e Nourbakhsh (2007).

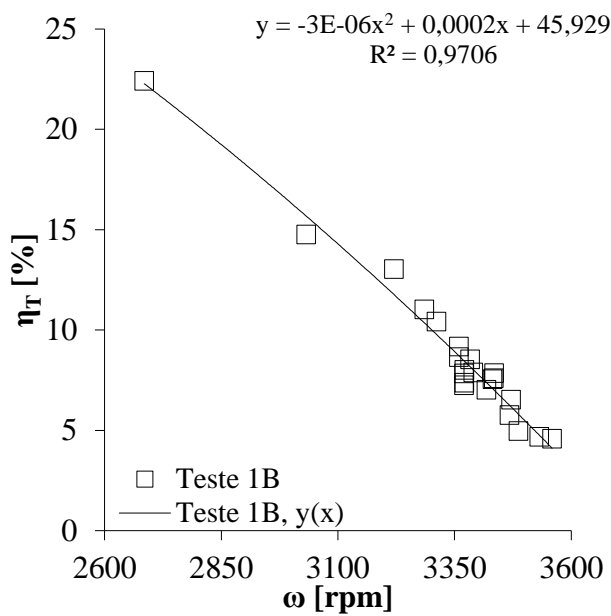
A operação em velocidades acima da velocidade nominal de projeto não resultou em aumentos significativos de eficiência, sendo que a eficiência máxima média manteve-se igual a 20% em ambos os testes para altura manométrica constante.



(a)

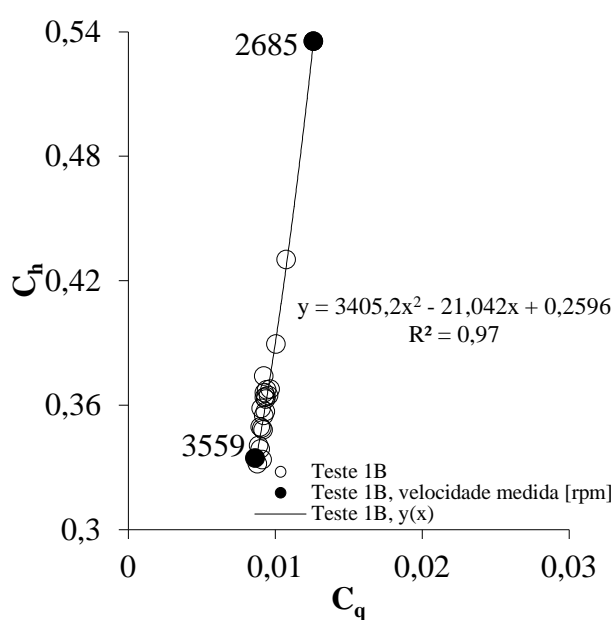


(b)

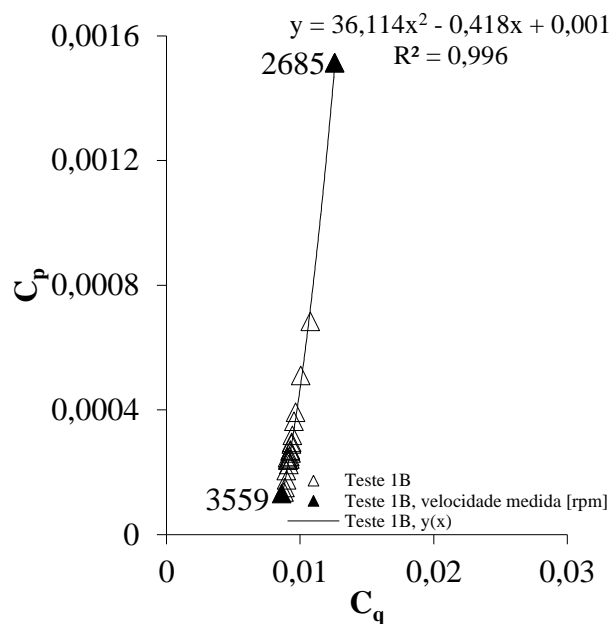


(c)

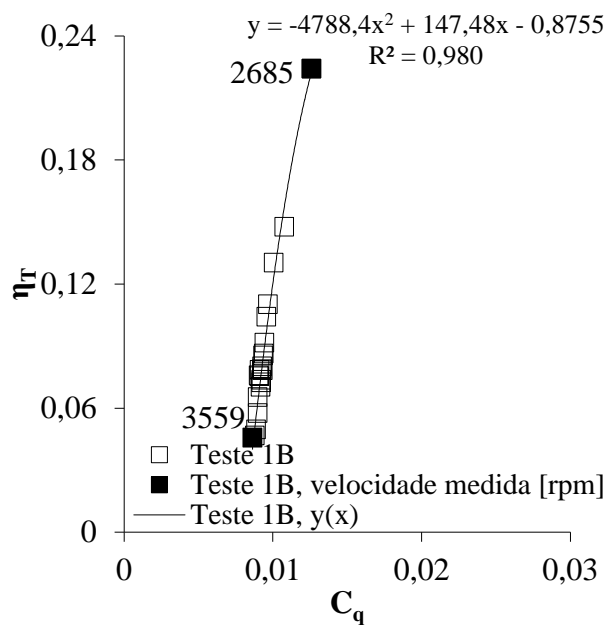
Figura 4.5 - Curvas de desempenho da BFT para  $H = 50,86$ [m] e  $\omega_{Booster} = 2500$ [rpm], teste 1B.  
(a) Vazão, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da velocidade de rotação.



(a)

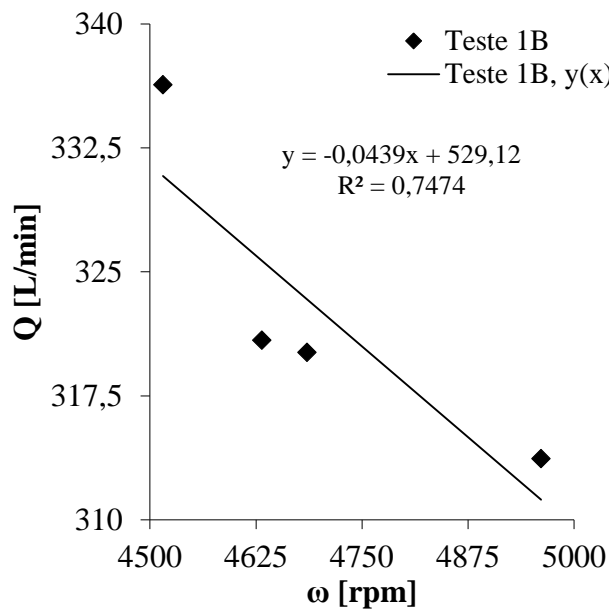


(b)

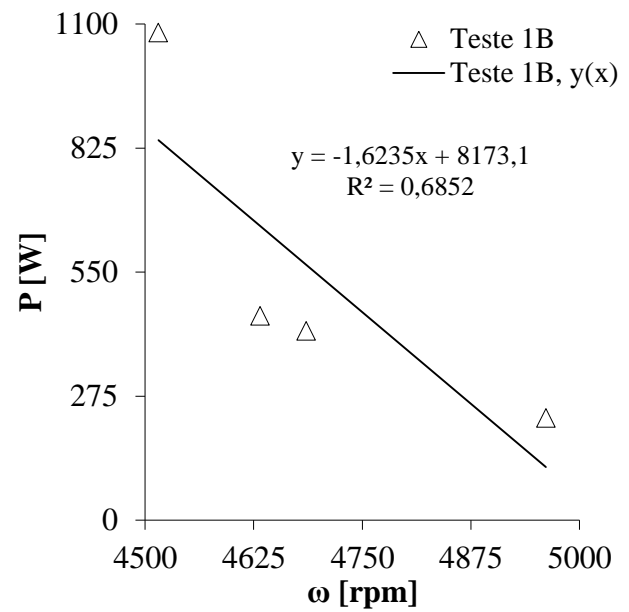


(c)

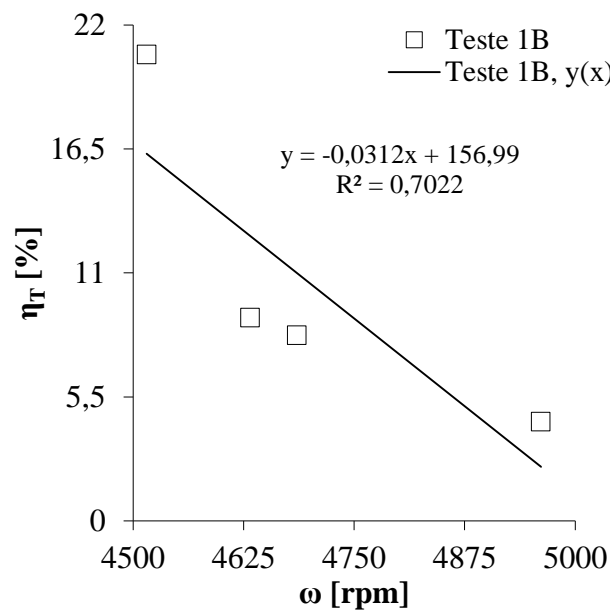
Figura 4.6 - Curvas de desempenho adimensionais da BFT para  $H = 50,86[m]$  e  $\omega_{Booster} = 2500[rpm]$ , teste 1B. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão.



(a)

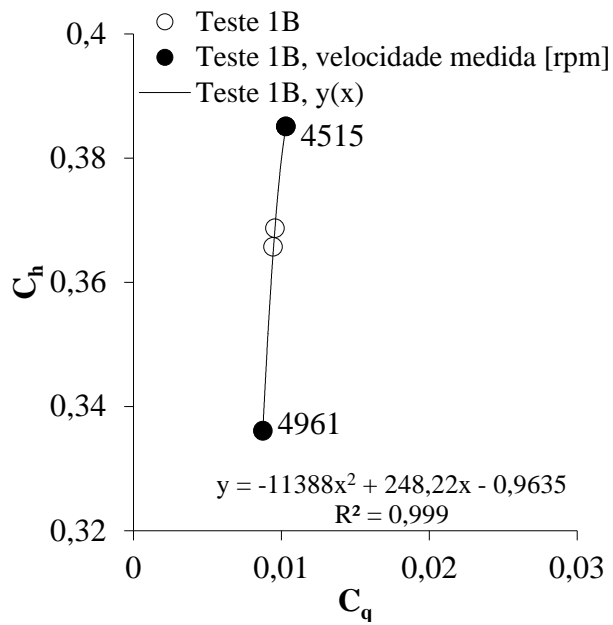


(b)

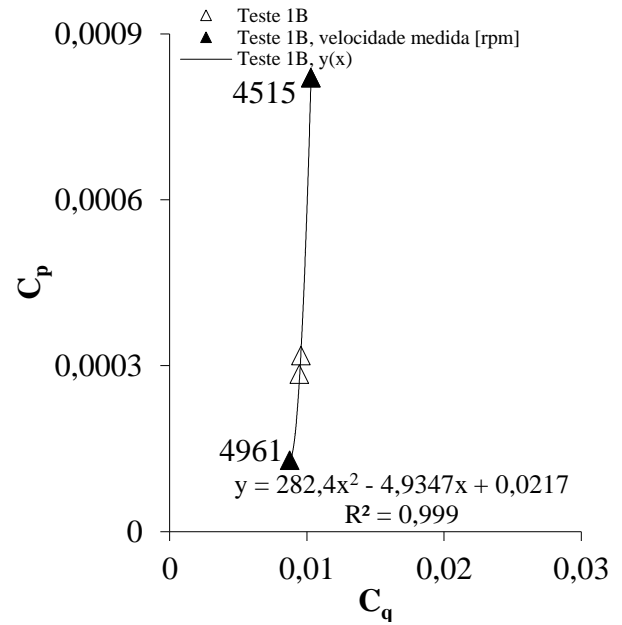


(c)

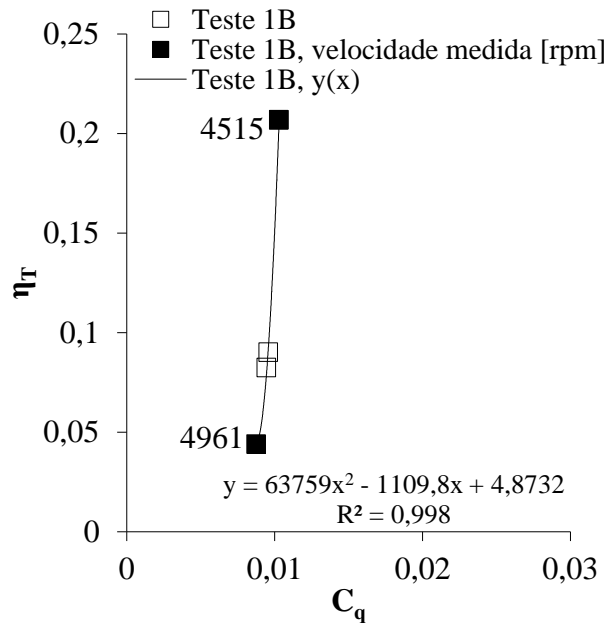
Figura 4.7 - Curvas de desempenho da BFT para  $H = 98,41$ [m] e  $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm], teste 1B.  
(a) Vazão, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da velocidade de rotação.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.8 - Curvas de desempenho adimensionais da BFT para  $H = 98,41[m]$  e  $\omega_{Booster} = 3500[rpm]$ , teste 1B. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão.

#### 4.1.3. Teste 2A

As curvas de desempenho adimensionais de altura manométrica, potência de eixo e eficiência em função da vazão são apresentadas na figura 4.9.

Para o coeficiente de vazão 0,0084 observa-se a velocidade máxima de 3051[rpm]. Para o coeficiente de vazão de 0,0012 observa-se a velocidade mínima de 1319[rpm].

A eficiência máxima observada foi aproximadamente de 16% para o coeficiente de vazão de 0,011. Esta eficiência é semelhante às eficiências máximas observadas nos testes 1A (20 e 17%).

Observa-se na figura 4.9(c) a dispersão dos pontos na região de máxima eficiência, relacionada à dificuldade de ajuste do sistema de freio para cargas máximas sem o bloqueio do eixo.

Neste teste observou-se a influência do atrito entre o sistema de freio utilizado como carga e o eixo da BFT, para baixas vazões (ver teste 3A e 3B no Apêndice A). A carga de freio, mesmo quando não aplicada, representa uma resistência para o início da rotação do eixo da BFT. Ou seja, mesmo sem carga de freio aplicada, o atrito no contato entre o disco e as pastilhas de freio, que por ventura ocorra devido ao tipo de montagem mecânica utilizada neste sistema, contribui para o aumento da vazão inicial. Neste caso, a vazão de 122,29[L/min] foi necessária para o início da operação a uma velocidade mínima de 1447,67[rpm]. Visto a diferença entre os procedimentos experimentais 1 e 2 quanto a variação de vazão na BFT, neste teste os efeitos de recirculação e consequente dissipação de altura manométrica foram maiores do que nos testes 1A. Como se verifica através do maior coeficiente de altura manométrica,  $C_h \approx 0,53$ , na figura 4.9(a).

Nos pontos experimentais para os quais não havia necessidade de aplicação de carga de freio devido ao atrito existente no contato disco e pastilhas de freio, a carga foi considerada como carga mínima. Esta consideração foi adotada em todos os testes, para as carcaças A e B.

#### 4.1.4. Teste 2B

As curvas de desempenho adimensionais de altura manométrica, potência de eixo e eficiência em função da vazão são apresentadas na figura 4.10. Para o coeficiente de vazão 0,0084 observa-se a velocidade máxima de 3942[rpm]. Para o coeficiente de vazão de 0,019



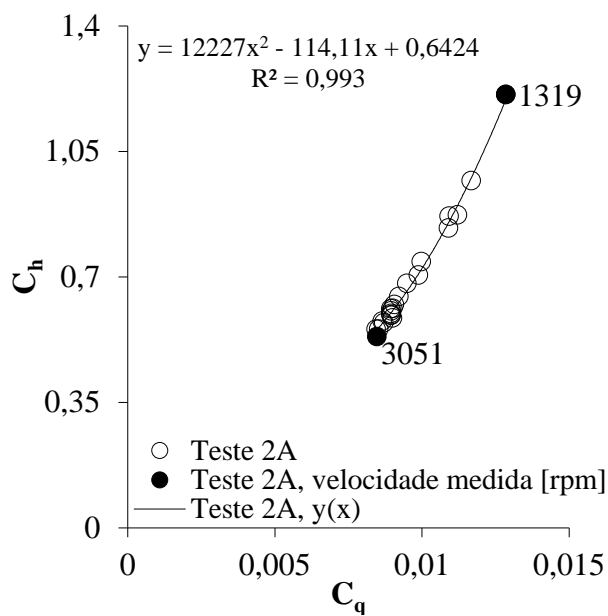
observa-se a velocidade mínima de 830[rpm]. A eficiência máxima observada foi de aproximadamente 20% para o coeficiente de vazão de 0,015. Esta eficiência assemelha-se às eficiências máximas observadas nos testes 1B (22 e 20%). Na figura 4.10(c) observa-se a dispersão dos pontos na região de máxima eficiência, relacionada à dificuldade de ajuste do sistema de freio, conforme mencionado anteriormente. Os pontos experimentais de altura manométrica, potência de eixo e eficiência na BFT, cuja referência é o nº 34 na tabela I.11, não foram considerados na figura 4.10 devido à redução inesperada da velocidade de rotação durante a aquisição.

Devido aos efeitos do atrito entre o disco e as pastilhas de freio, e das regiões de recirculação a baixas vazões, para início da operação da BFT foi necessária uma vazão de 106,28[L/min] para a velocidade inicial mínima de 1178[rpm]. As maiores vazões obtidas nos testes com a carcaça B são relacionadas às diferenças geométricas entre as carcaças avaliadas. A principal delas refere-se à quantidade de entradas. A carcaça A possui uma entrada e a carcaça B possui duas entradas para o fluido. Em ambas as carcaças as entradas têm 1[pol] de diâmetro.

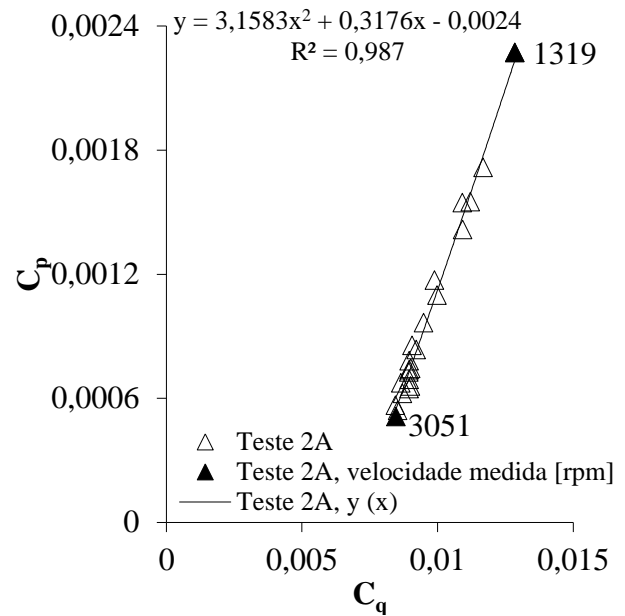
Na tabela 4.1 apresenta-se a eficiência no BEP para o modo turbina. Pode-se observar que através de procedimentos diferentes as eficiências máximas são semelhantes. Na carcaça A, testes 1A e teste 2A, entre 16 e 20%. Na carcaça B, testes 1B e teste 2B, entre 20 e 22%. Embora se observe uma pequena variação nos respectivos coeficientes de vazão, verifica-se que houve repetitividade da eficiência máxima, cada qual para sua carcaça correspondente, através dos procedimentais experimentais propostos.

Tabela 4.1 – Eficiência no BEP, modo turbina.

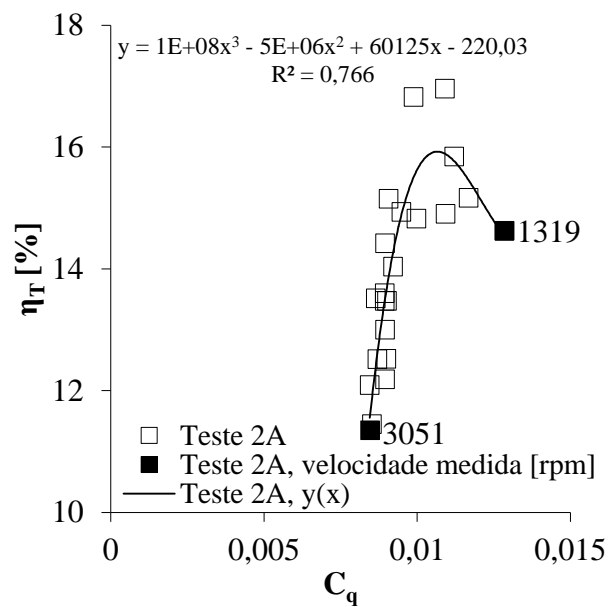
<b>Teste</b>	<b>Ref.</b>	<b><math>C_q</math> [-]</b>	<b><math>\eta_T</math> [%]</b>
1A	H = 60,81 [m] $\omega_{\text{Booster}} = 2600$ [rpm]	0,012	20
1A	H = 112,81 [m] $\omega_{\text{Booster}} = 3500$ [rpm]	0,008	17
2A	-	0,011	16
1B	H = 50,86 [m] $\omega_{\text{Booster}} = 2500$ [rpm]	0,012	22
1B	H = 98,41 [m] $\omega_{\text{Booster}} = 3500$ [rpm]	0,010	20
2B	-	0,016	22



(a)

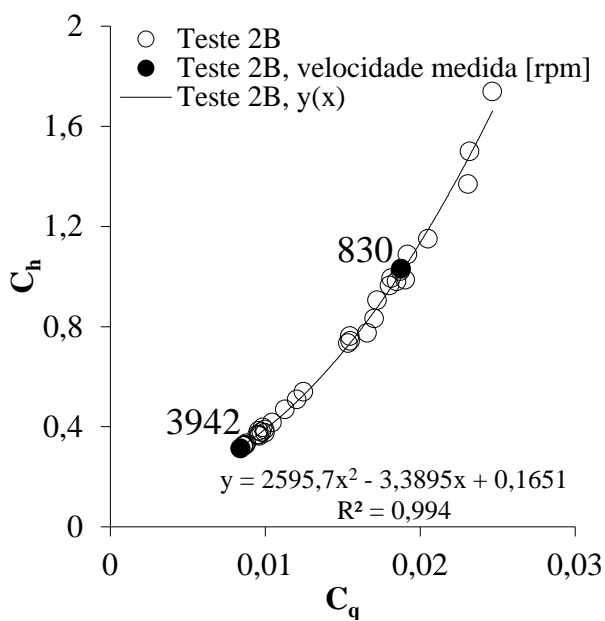


(b)

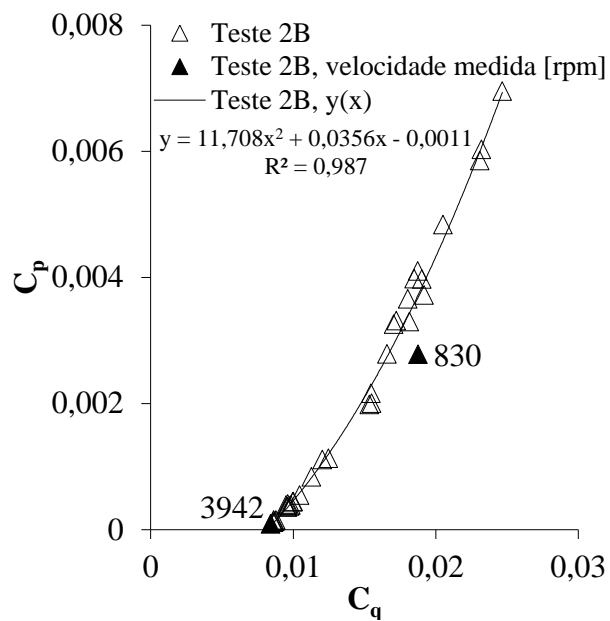


(c)

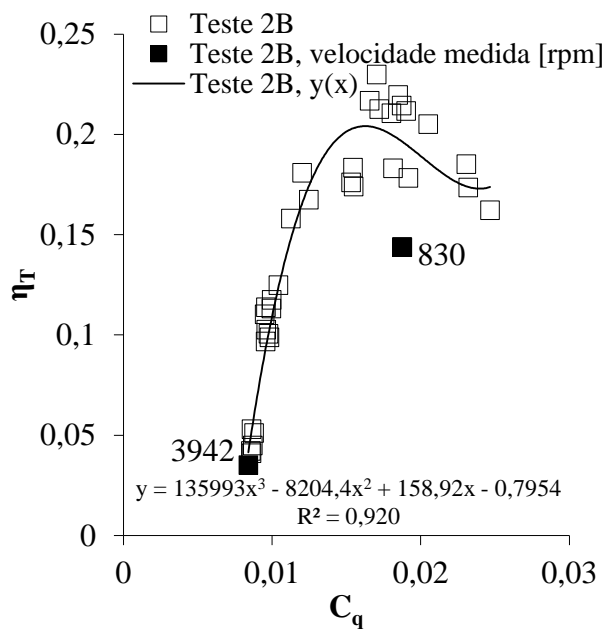
Figura 4.9 - Curvas de desempenho adimensionais da BFT, teste 2A. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.10 - Curvas de desempenho adimensionais da BFT, teste 2B. (a) Altura manométrica, (b) Potência de eixo, (c) Eficiência em função da vazão.

## 4.2. Modo bomba

### 4.2.1. Carcaça A

As curvas de desempenho de altura manométrica, potência e eficiência em função da vazão são apresentadas na figura 4.11. Observa-se a eficiência máxima de 10,29% a 70,83[L/min]. A esta vazão os valores de altura manométrica e potência foram, 8,91[m] e 1000,28[W], respectivamente. A vazão e potência máximas obtidas foram 103,67[L/min] e 1154,73[W], respectivamente. Neste teste a eficiência máxima obtida foi menor que a no modo turbina nos testes 1A (entre 16 e 20%). A velocidade específica no BEP é igual a 0,44.

Durante os testes constatou-se uma operação anormal no modo bomba, devido às pequenas variações da velocidade de rotação acompanhadas através do sistema de instrumentação. Estas variações indicaram a presença atípica de maior contato mecânico entre elementos internos da BFT, confirmado posteriormente através da maior resistência à rotação do eixo (mesmo desacoplado do motor de acionamento) e aquecimento da carcaça.

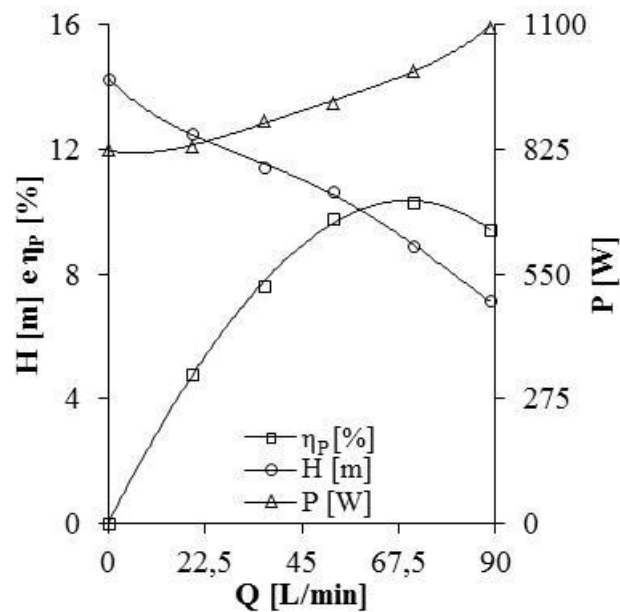


Figura 4.11 - Curvas de desempenho, modo bomba, carcaça A.

As temperaturas na carcaça foram acompanhadas em dois pontos diferentes, conforme mostra a figura 4.12. No ponto 1, na bomba centrífuga existente no protótipo, observou-se a temperatura ambiente de  $21,8[^\circ\text{C}]$ . No ponto 2, na região próxima ao mancal da BFT, a temperatura de  $44,4[^\circ\text{C}]$ . Devido a este gradiente de temperatura são estimadas significativas perdas de potência por atrito relativas às potências produzidas. O aquecimento desta região não foi observado nos outros testes em ambos os modos de operação. A eficiência máxima obtida e o aquecimento localizado indicam uma possível região de perdas mecânicas a ser investigada. Neste estudo não foram investigadas tais perdas.

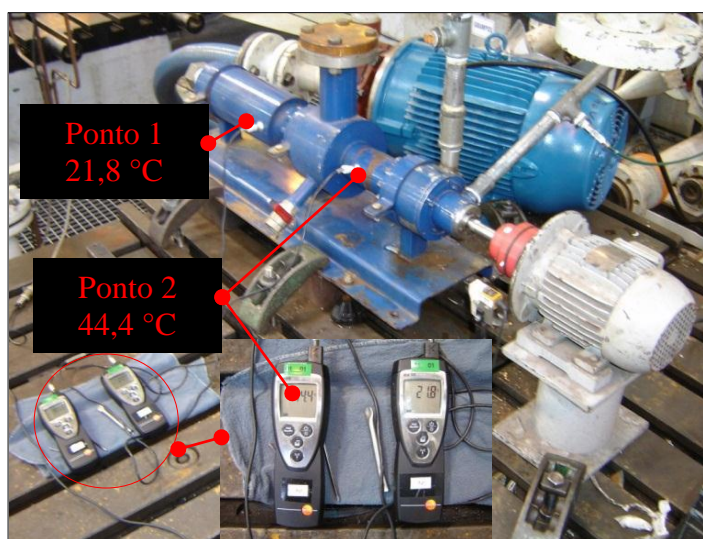


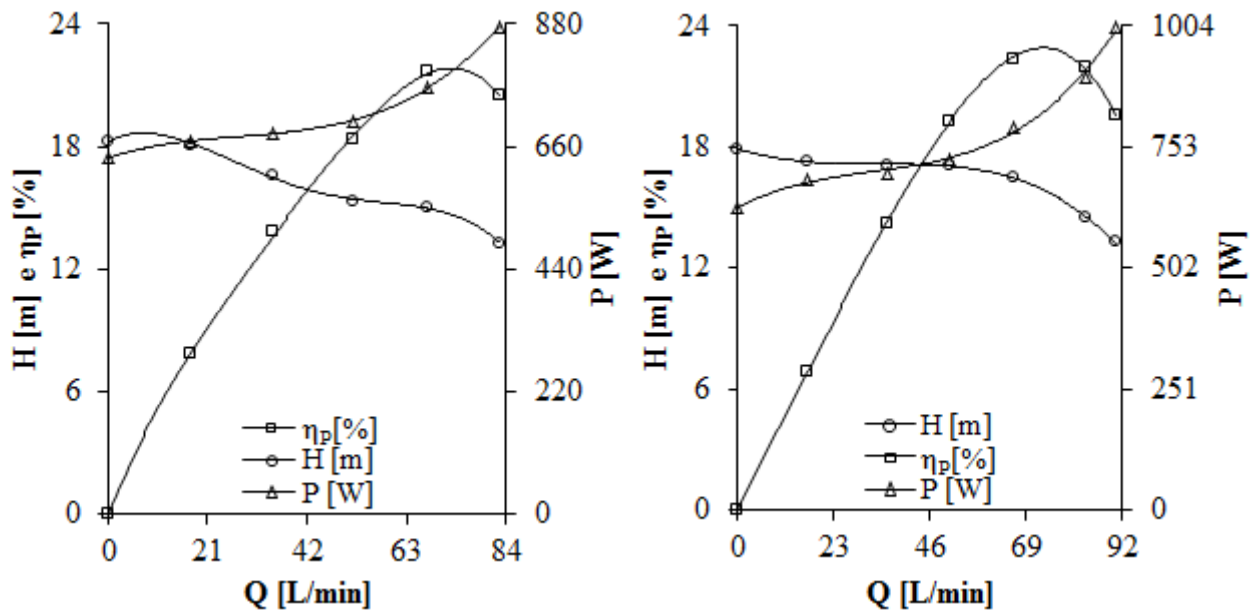
Figura 4.12 – Localização dos pontos para as medidas de temperatura, modo bomba, carcaça A. Ponto 1, entrada da bomba centrífuga. Ponto 2, região próxima ao mancal da BFT.

#### 4.2.2. Carcaça B

As curvas de desempenho de altura manométrica, potência e eficiência em função da vazão são apresentadas na figura 4.13 para os testes B1, B2 e B3 (tabela 3.10).

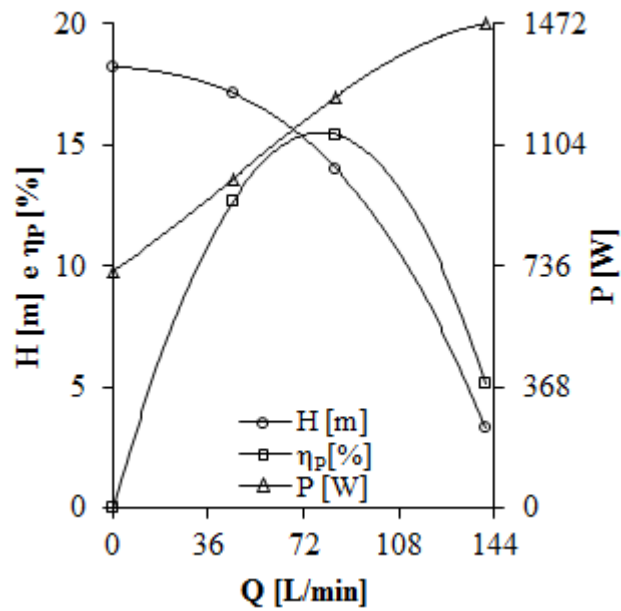
No teste B1, observa-se a eficiência máxima de 21,71% a  $67,5[\text{L}/\text{min}]$ . Para esta vazão os valores de altura manométrica e potência foram  $15,05[\text{m}]$  e  $764,92[\text{W}]$ , respectivamente. A vazão e potência máximas obtidas foram  $82,67[\text{L}/\text{min}]$  e  $875,24[\text{W}]$ , respectivamente.

No teste B2, observa-se a eficiência máxima de 22,38% a  $66[\text{L}/\text{min}]$ . Para esta vazão os valores de altura manométrica e potência foram  $16,48[\text{m}]$  e  $794,34[\text{W}]$ , respectivamente. A vazão e potência máximas obtidas foram  $90,33[\text{L}/\text{min}]$  e  $1000,28[\text{W}]$ , respectivamente.



(a)

(b)



(c)

Figura 4.13 - Curvas de desempenho, modo bomba, carcaça B. (a) Teste B1, (b) Teste B2, (c) Teste B3.

No teste B3 foi integrada à linha de sucção, uma bomba *booster*, com o intuito de aumentar a pressão de entrada e a vazão máxima, visto as baixas vazões obtidas nos testes B1 e B2. Na figura 4.13(c) observa-se a eficiência máxima de 15,43% a 84,17[L/min]. Para esta vazão os valores de altura manométrica e potência são 14,02[m] e 1250,35[W], respectivamente. A vazão e potência máximas obtidas foram 140,67[L/min] e 1471[W], respectivamente. Neste teste aumentou-se a vazão máxima de descarga, entretanto houve uma redução da eficiência máxima em comparação aos testes anteriores.

Para BEP nos testes B1, B2 e B3, as respectivas velocidades específicas são iguais a 0,29, 0,27 e 0,34; valores que são característicos de bombas centrífugas de fluxo radial. As variações observadas entre as velocidades específicas resultam das diferentes combinações de ligações hidráulicas utilizadas. Na tabela 4.2 são apresentadas as eficiências no BEP, para os testes no modo bomba com a carcaça A e B.

Tabela 4.2 – Eficiência no BEP, modo bomba.

<b>Carcaça</b>	<b>Ref.</b>	<b>Q[L/min]</b>	<b><math>\eta_P</math>[%]</b>
A	-	70,83	10,29
B	Teste B1	67,5	21,71
B	Teste B2	66	22,38
B	Teste B3	84,17	15,43

Os resultados experimentais obtidos com a carcaça B confirmam a seguinte característica de uma BFT: as eficiências máximas são semelhantes entre seus modos de operação (Stepanoff, 1957; Williams, 2004; Fernández, 2004; Gülich, 2008). Ainda, semelhante ao verificado por Derakhshan e Nourbakhsh (2007), os resultados experimentais mostram que a BFT operou com maior vazão e altura manométrica do que no modo bomba, para uma mesma velocidade de rotação.

#### 4.3. Análise da eficiência global máxima

A eficiência global máxima obtida nos testes deve ser analisada considerando as perdas hidráulicas e mecânicas no sistema. O objetivo desta análise é a identificação das perdas relacionadas ao projeto específico da BFT em estudo. Abordagens detalhadas de perdas hidráulicas e mecânicas em bombas centrífugas podem ser encontradas em livros específicos

como Stepanoff (1957) e Gülich (2008). As perdas hidráulicas mais frequentemente citadas ocorrem pelo choque do fluido com as palhetas na entrada do rotor (ângulo de incidência do fluido não tangencial às palhetas do rotor), recirculação no interior do rotor e vazamentos através das folgas entre o rotor e a carcaça. As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito em mancais e elementos de vedação.

Para a análise das perdas hidráulicas considerou-se a diferença de geometria entre as carcaças A e B em ambos os modos de operação, modo bomba e modo turbina. Elementos mecânicos e de vedação apresentados nas figuras seguintes não estão em escala.

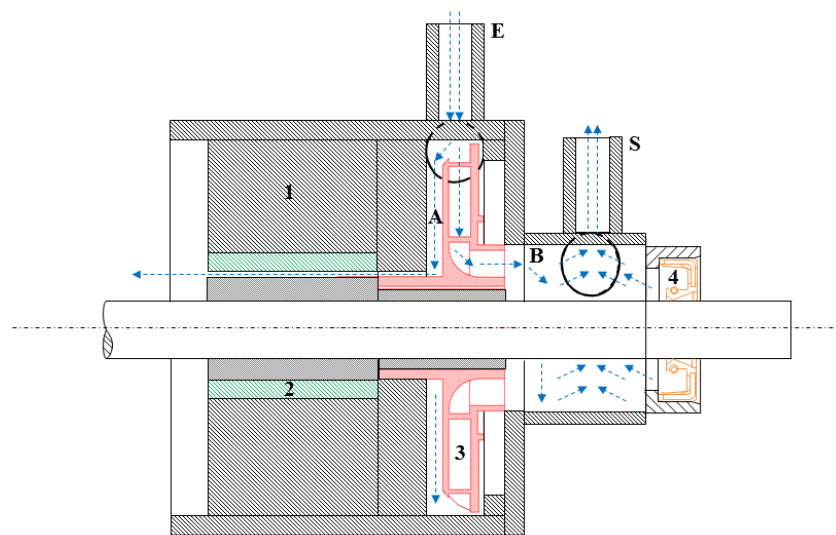
#### **4.3.1. Perdas hidráulicas**

As vistas em corte das carcaças A e B, na operação no modo turbina, são novamente apresentadas através da figura 3.3, seguinte. São identificados os elementos mecânicos: 1 – carcaça; 2 – mancal de deslizamento; 3 – rotor; e o elemento de vedação: 4 – retentor. As regiões internas de maior e menor pressão são identificadas por alta pressão (A) e baixa pressão (B), respectivamente. A possível trajetória do escoamento interno do fluido é identificada pelas setas azuis.

Na carcaça A, o escoamento ocorre da única entrada (E) para a saída (S). Na carcaça B, o escoamento ocorre das duas entradas (E1 e E2) para a saída (S). Ao contrário de uma turbina hidráulica convencional, uma BFT não possui palhetas guia em sua entrada para o adequado direcionamento do fluido para o rotor. Na BFT investigada o ângulo do fluxo de entrada no rotor é determinado, essencialmente, pelo ângulo dos jatos de fluido através das entradas. O que indica maior probabilidade de perdas por choque visto a não consideração de tal ângulo nas modificações realizadas na carcaça.

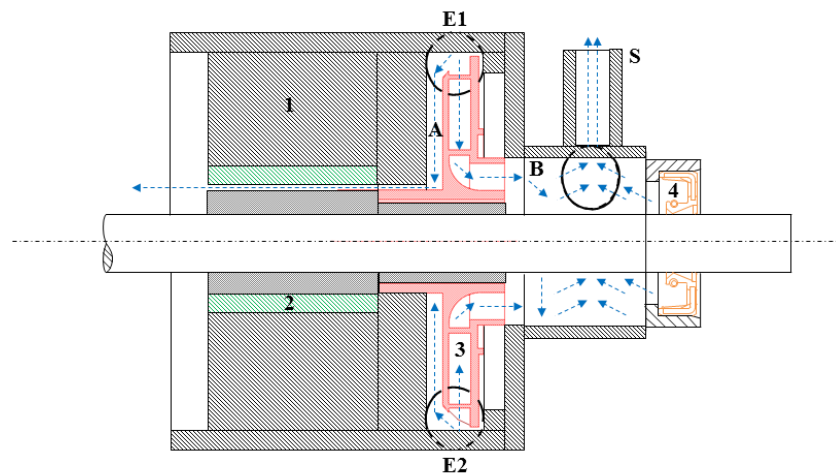
Em ambas as carcaças, na região A, entre o rotor e a carcaça existe uma folga de aproximadamente 1[mm]. O diâmetro da entrada de fluido para o interior da carcaça é maior que a largura do rotor. Ou seja, parte do fluido que não escoar pelo rotor, recircula entre a sua parede externa e a carcaça. Dissipando potência devido ao atrito no contato do fluido com a carcaça e com o rotor.





1 - Carcaça    E - Entrada    A - Região de Alta Pressão  
 2 - Mancal    S - Saída    B - Região de Baixa Pressão  
 3 - Rotor  
 4 - Retentor

(a)



1 - Carcaça    E1 - Entrada 1    A - Região de Alta Pressão  
 2 - Mancal    E2 - Entrada 2    B - Região de Baixa Pressão  
 3 - Rotor    S - Saída  
 4 - Retentor

(b)

Figura 3.3 - Vista em corte. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B no modo turbina.

Durante os testes constataram-se perdas por vazamentos de fluido, da BFT para a entrada da bomba centrífuga existente no protótipo. Isto se deve a ausência de um elemento de vedação na região de maior pressão (A). Nesta região, o fluido que recircula na folga entre o rotor e a carcaça, escoava entre o mancal de deslizamento e o eixo, como indicado na figura 3.3.

Na região de baixa pressão (B), o fluido que sai através do centro do rotor (saída axial), escoava para a parte externa da BFT através de uma saída radial na carcaça. Este tipo de saída difere das de bombas centrífugas submersas convencionais, cuja saída é axial, figura 2.1. Desta forma, são esperadas maiores perdas por recirculação na saída da BFT, visto a mudança da trajetória convencional do fluido.

Na figura 4.14 apresenta-se o rotor da BFT considerando a entrada e saída de fluido, para as carcaças A e B, no modo turbina. As entradas estão representadas em suas posições reais. Entretanto, a saída foi deslocada para o melhor entendimento da operação.

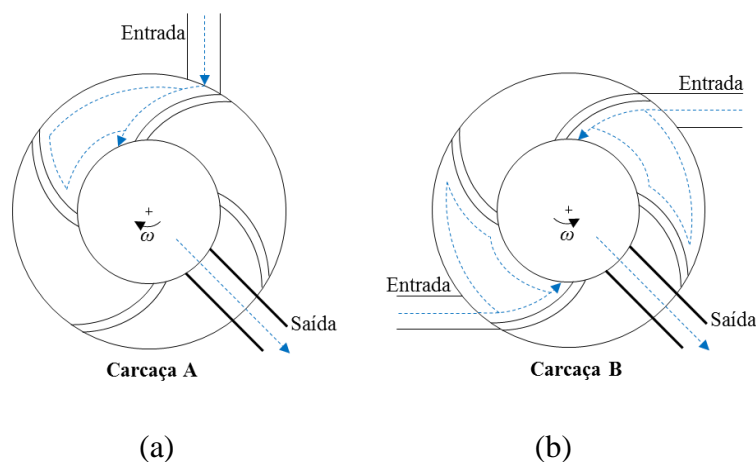


Figura 4.14 – Rotor da BFT no modo turbina. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B.

Da operação do rotor utilizando a carcaça A, figura 4.14(a), é possível inferir que uma das seções do rotor era mais ativa que as demais (ao passar pelo fluxo de entrada), na produção de potência de eixo. Ou seja, devido à distribuição de fluido não uniforme, entre todas as seções do rotor, parte da energia cinética que poderia ser convertida em energia mecânica era perdida no escoamento de saída. Isto indica uma maior limitação no aproveitamento da potência hidráulica fornecida pela *booster* e sua conversão em potência de eixo. Esta mesma limitação foi observada

na carcaça B, figura 4.14(b), onde duas seções do rotor eram mais ativas que as demais (ao passar pelos fluxos de entrada), na produção de potência de eixo. Na operação ideal de uma BFT, há uma distribuição uniforme de fluido entre todas as seções do rotor, como indicado na figura 2.2(b).

Devido às posições das entradas da carcaça B, o rotor opera no sentido anti-horário de rotação. Este sentido é contrário ao da operação com a carcaça A, figura 4.14(a), e ao da BFT na figura 2.5(b).

Embora o sentido de rotação na carcaça B indique uma operação no modo bomba, como na figura 2.5(a), ressalta-se que a operação ainda se caracteriza como a de uma bomba funcionando como turbina. O fluido entra através da extremidade do rotor e sai através do seu centro (saída axial), ou seja, o sentido de escoamento de uma BFT, como descrito no item 2.2.1 e observado na figura 2.2(b).

Visto a operação no sentido contrário ao de uma BFT convencional, são esperadas maiores perdas por choque do fluido na entrada do rotor e consequente maior dificuldade do acompanhamento do perfil das palhetas pelo escoamento.

Um método para aumentar a eficiência da BFT consiste do arredondamento das extremidades das palhetas e paredes do rotor, figura 4.15.

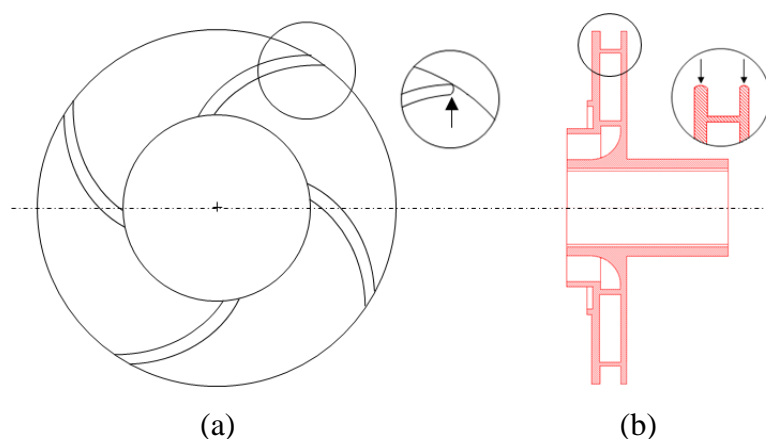


Figura 4.15 – Arredondamento das extremidades do rotor. (a) Palheta, (b) Paredes.

Estas modificações visam à redução das perdas por choque do fluido na entrada do rotor através de um ângulo de entrada mais adequado à operação como turbina. Modificações deste tipo são investigadas em Singh (2005).

A energia cinética perdida não é recuperada devido à ausência de um difusor na saída da BFT, resultando em uma menor queda de pressão e redução de sua eficiência. Alguns autores (Fox *et al.*, 2006; Singh, 2005) descrevem a importância da utilização de um tubo de extração na saída da turbina ou BFT, como uma forma de recuperar esta energia. Na figura 4.16, observa-se um exemplo de tubo de extração na saída de uma bomba centrífuga de carcaça do tipo voluta. O tubo de extração é um segmento de tubo, que pode apresentar variados diâmetros ou não, assim como curvas e/ou difusores.

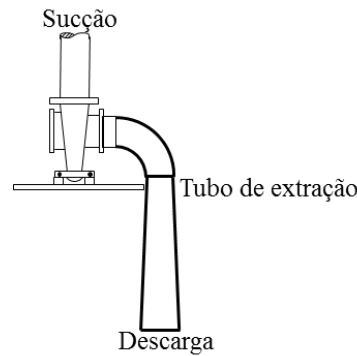


Figura 4.16 – Tubo de extração na saída de uma bomba centrífuga de carcaça do tipo voluta.

O princípio de funcionamento deste tubo pode ser explicado através das equações de Euler para turbomáquinas, escritas em termos das componentes dos diagramas de velocidades na figura 2.5(b). Então, a altura manométrica é escrita como:

$$H = \frac{1}{2g} [(V_2^2 - V_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)] \quad (4.4)$$

A potência de eixo é escrita como:

$$P = \rho Q (u_2 V_2 \cos \alpha_2 - u_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (4.5)$$

O tubo de extração reduz a velocidade absoluta  $V_1$  do fluido, na saída da BFT. Desta forma, obtém-se maior altura manométrica  $H$  na equação 4.4 e maior potência de eixo  $P$  na equação 4.5, resultando no aumento da eficiência da BFT na equação 4.2. O tubo de extração não foi utilizado na BFT testada.

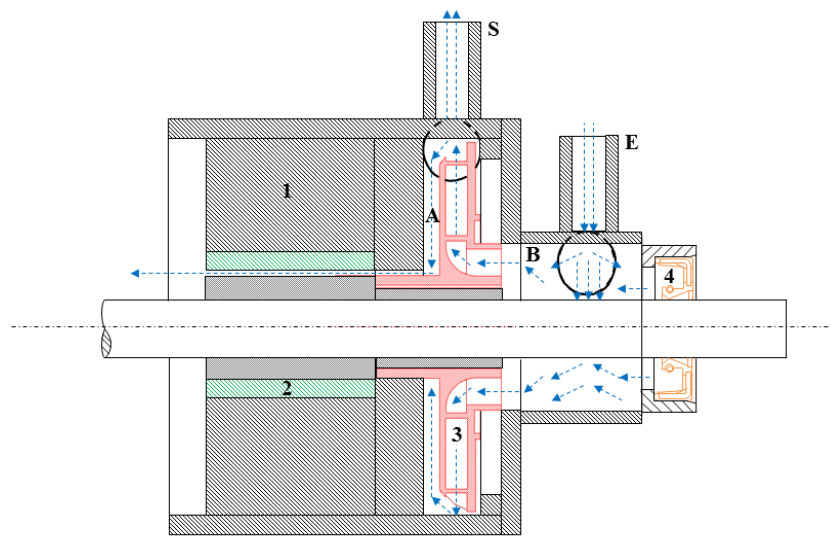
Na figura 4.17 são apresentadas as vistas em corte das carcaças A e B na operação no modo bomba. Nesta operação, o sentido dos fluxos de entrada e saída são inversos aos do modo turbina.

Semelhante à operação no modo turbina, observa-se uma possível região de recirculação na folga entre o rotor e a parede da carcaça, na região de maior pressão (A). Nesta mesma região, como anteriormente citado, a ausência de um elemento de vedação possibilita vazamentos de fluido entre o mancal de deslizamento e o eixo, para a região externa da carcaça. Estes vazamentos foram constatados durante os testes na operação no modo bomba.

Na região de baixa pressão (B), ocorre o impacto direto do fluxo de entrada com o eixo. Devido à entrada radial da carcaça, espera-se uma grande região de recirculação anterior a entrada axial do rotor. Visto tal geometria, há maior restrição do fluxo de entrada e consequente limitação da vazão máxima de operação. Em bombas centrífugas submersas convencionais, os fluxos de entrada e saída na carcaça são axiais, figura 2.1.

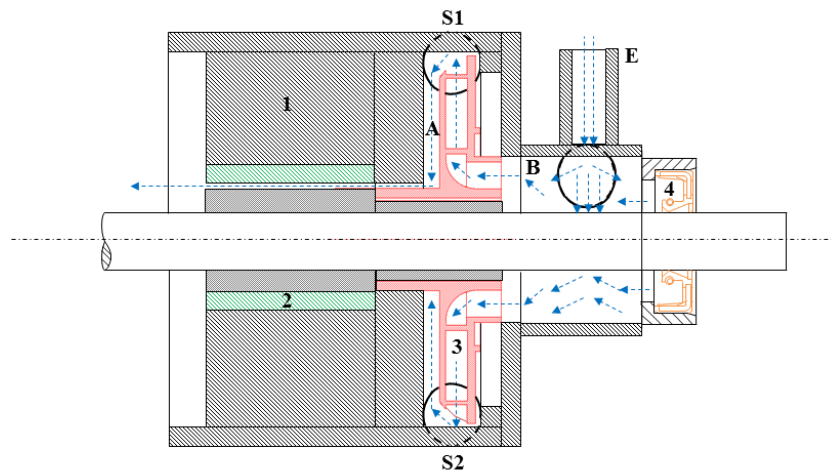
Na figura 4.18 apresenta-se o rotor da BFT considerando a entrada e saída de fluido, para as carcaças A e B, no modo bomba. As entradas estão representadas em suas posições reais. A saída foi deslocada para o melhor entendimento da operação. Na operação em ambas as carcaças, observa-se que todas as seções do rotor eram preenchidas pelo fluxo de entrada, em um mesmo instante. Ou seja, pode-se inferir que a distribuição de fluido era uniforme entre todas as seções do rotor. O que indica menores limitações no aproveitamento de potência fornecida comparadas aos do modo turbina.

Devido à geometria da carcaça B, o sentido de rotação é contrário ao de uma bomba centrífuga convencional. Observa-se na figura 4.18(b) que a operação ocorreu no sentido horário de rotação. A condição de operação para qual foi projetado o rotor é o sentido anti-horário, como observado na operação com a carcaça A, figura 4.18(a), e na operação de uma bomba centrífuga convencional, figura 2.5(a).



1 - Carcaça    E - Entrada    A - Região de Alta Pressão  
 2 - Mancal    S - Saída    B - Região de Baixa Pressão  
 3 - Rotor  
 4 - Retentor

(a)



1 - Carcaça    E - Entrada    A - Região de Alta Pressão  
 2 - Mancal    S1 - Saída 1    B - Região de Baixa Pressão  
 3 - Rotor    S2 - Saída 2  
 4 - Retentor

(b)

Figura 4.17 - Vista em corte. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B no modo bomba.

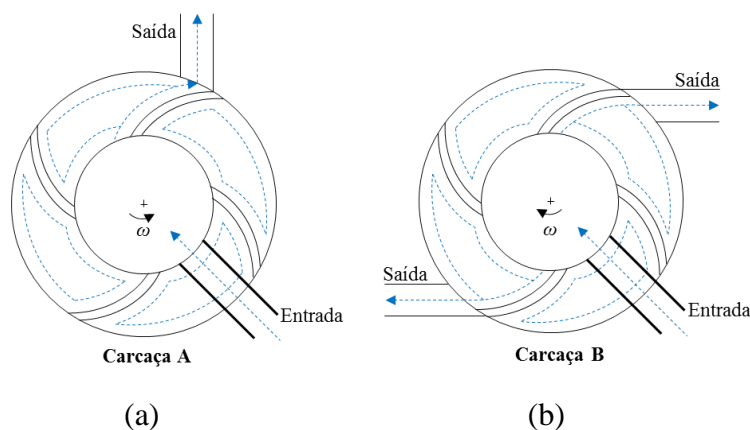


Figura 4.18 – Rotor da BFT no modo bomba. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B.

Embora o sentido de rotação na carcaça B indique uma operação no modo turbina, como na figura 2.5(b), ressalta-se que a operação ainda se caracteriza como a de uma bomba funcionando como bomba. O fluido entra através do centro do rotor (entrada axial) e sai através da sua extremidade, ou seja, o sentido de escoamento de uma bomba, como descrito no item 2.2.1 e observado na figura 2.2(a).

Visto a interação entre fluido e rotor diferente da condição de projeto, na operação no sentido contrário ao convencional, há possibilidade de ocorrer o inadequado direcionamento do fluxo para a saída e, portanto, maior recirculação no interior do rotor.

#### 4.3.2. Perdas mecânicas

Nesta análise, verificou-se parcialmente a influência das perdas por atrito mecânico nos resultados experimentais. Na figura 4.19 apresenta-se o elemento de vedação entre a carcaça e o eixo da BFT chamado retentor, o mesmo apresentado nas figuras 3.3 e 4.17. Este elemento consiste, basicamente, de um anel de silicone cujo lábio de vedação impede o vazamento de fluido da BFT para o meio externo e vice-versa, assim como a entrada de poeira e sedimentos para o seu interior. Ao redor deste lábio, uma mola de aço exerce uma força radial, que comprime o lábio contra o eixo. Uma das funções desta mola é a garantia da vedação estática, quando a BFT não está em operação.

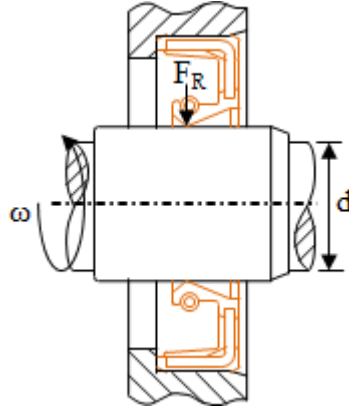


Figura 4.19 – Vista em corte do retentor.

Na vedação dinâmica, a força radial de compressão ao redor do lábio de vedação, é devido ao aumento da pressão de saída na BFT, a partir do início de sua operação. Esta força pode ser expressa por:

$$F_r = p_s A_l \quad (4.6)$$

Onde  $F_r$  [N],  $p_s$  [Pa] e  $A_l$  [m<sup>2</sup>] representam respectivamente, a força radial de compressão do lábio no eixo, a pressão de saída na BFT e a área de contato do lábio de vedação no eixo.

Do produto entre a força de atrito ( $F_r f$ ) e a velocidade periférica ( $2\pi\omega_R d/2$ ) calcula-se a potência dissipada por atrito mecânico no retentor:

$$P_R = F_r f (2\pi\omega_R) \frac{d}{2} \quad (4.7)$$

Onde  $P_R$  [W],  $f$  e  $d$  [m] representam respectivamente, a potência dissipada no retentor, o fator de atrito dinâmico no contato e o diâmetro do eixo. A velocidade de rotação do eixo é representada por  $\omega_R$  na equação 4.7 e é escrita na unidade de [rps] ou [Hz].

Nos cálculos, utilizaram-se as medidas de diâmetro de eixo  $d$  e área de contato do lábio  $A_l$  igual a 20[mm] e 61,23[mm<sup>2</sup>], respectivamente. A força da mola não foi considerada para o cálculo da potência dissipada no retentor. Esta potência foi calculada, através da equação 4.7, para cada uma das condições de velocidade e pressão de saída à qual foram obtidos os pontos experimentais do teste 1A para  $H = 60,81$ [m] e  $\omega_{Booster} = 2600$ [rpm].



Em conjunto com a curva de potência de eixo obtida neste teste, apresenta-se na figura 4.20(a) as curvas de potência dissipada no retentor para os fatores de atrito igual a 0,388 e 1, e na figura 4.20(b), a razão entre a potência dissipada no retentor  $P_R$  e a potência de eixo  $P$  para cada ponto experimental em função da velocidade de rotação.

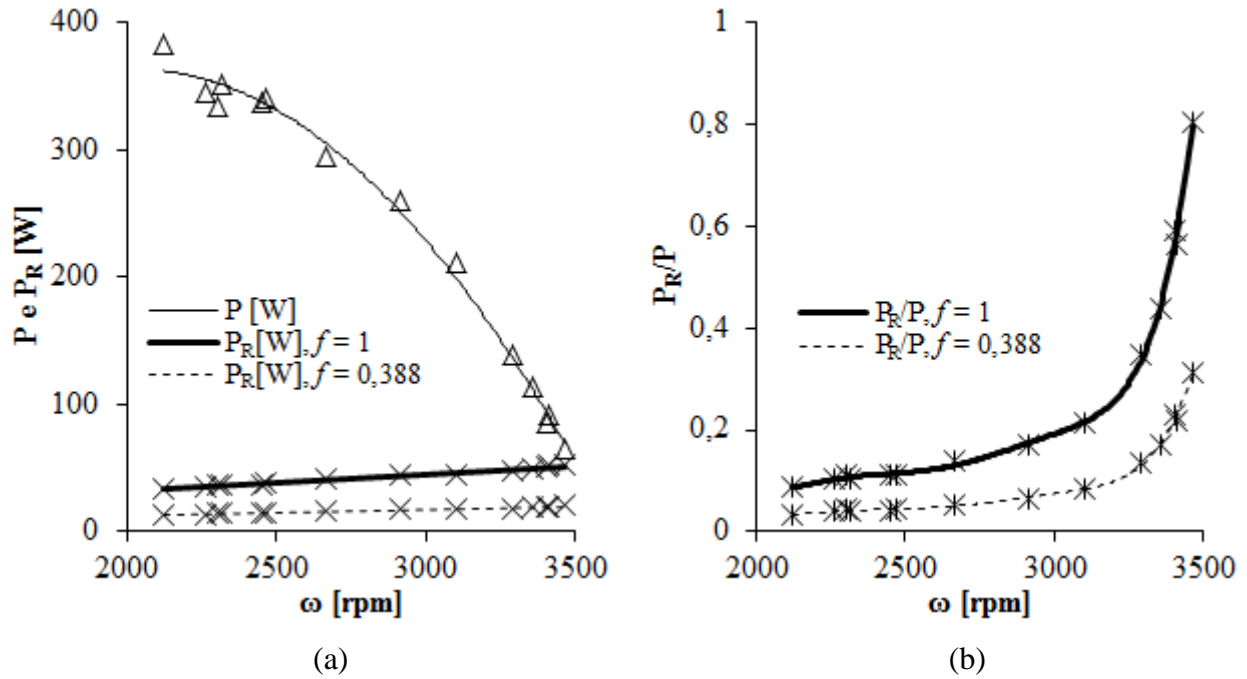


Figura 4.20 – Curvas de potência referentes ao teste 1A para  $H = 60,81$ [m] e  $\omega_{Booster} = 2600$ [rpm]. (a) Potência de eixo e potência dissipada no retentor para diferentes fatores de atrito, (b) Razão  $P_R/P$  para cada ponto experimental em função da velocidade de rotação.

Devido à dificuldade em estimar o fator de atrito dinâmico no contato entre o retentor e o eixo, nas respectivas condições de operação, foram considerados dois fatores. O fator de atrito igual a 0,388 (Alamo, 2006), do contato entre silicone e cobre a temperatura ambiente e, o outro fator, igual a 1, foi estimado como um fator limite.

A potência dissipada no retentor é diretamente proporcional à velocidade de rotação. Sejam as velocidades extremas da faixa operacional igual a 2260 e 3462[rpm].

Para  $\omega = 2260$ [rpm] observa-se: para  $f = 0,388$ ,  $P_R = 13,83$ [W]; para  $f = 1$ ,  $P_R = 35,04$ [W].

Para  $\omega = 3462$ [rpm] observa-se: para  $f = 0,388$ ,  $P_R = 20,51$ [W]; para  $f = 1$ ,  $P_R = 52,86$ [W].

Conclui-se que na operação ideal (próxima ao BEP), para velocidades onde são produzidas as maiores potências de eixo, as potências dissipadas no retentor não são significativas, como observado na figura 4.20(b). Em 2124[rpm], as potências dissipadas no retentor representam aproximadamente 3,37% ( $f = 0,388$ ) e 8,67% ( $f = 1$ ) da respectiva potência de eixo. Embora, para velocidades onde são produzidas as menores potências de eixo (no início da produção de potência), as potências dissipadas no retentor possam ser significativas conforme o fator de atrito envolvido. Para 3462[rpm], as potências dissipadas no retentor representam aproximadamente 31,24% ( $f = 0,388$ ) e 80,52% ( $f = 1$ ) da respectiva potência de eixo.

Na operação no modo bomba com a carcaça B, no teste B3, são esperadas maiores perdas por atrito no retentor, devido às maiores pressões as quais este elemento de vedação foi submetido durante o teste. No modo bomba a pressão atuante no retentor é igual a pressão de entrada  $p_e$  e no modo turbina é igual a pressão de saída  $p_s$ . A pressão atuante no retentor é, portanto, no teste B3, maior do que aquela em seu modo turbina, devido ao aumento de pressão na linha de sucção através da *booster*.

Embora a operação em ambos os modos apresentem perdas mecânicas semelhantes para uma mesma velocidade de rotação (Derakhshan e Nourbakhsh, 2008), as possíveis maiores perdas por atrito no retentor, indicariam parcialmente a redução da eficiência máxima obtida no teste B3, quando esta eficiência é comparada a do teste B1 e B2.

As perdas avaliadas neste item representam uma parcela das perdas mecânicas que contribuem para a redução da eficiência global da BFT.

#### **4.4. Modo turbina teórico**

Das curvas de desempenho no modo bomba (item 4.2) foram estimadas as curvas de desempenho da BFT, através do método proposto por Alatorre-Frenk (1994), cuja descrição encontra-se no item 2.2.3.

##### **4.4.1. Carcaça A**

Na figura 4.21 são apresentadas as curvas adimensionais de desempenho de altura manométrica, potência de eixo e eficiência em função da vazão. Na figura 4.21(a), as curvas experimentais no modo bomba e na figura 4.21(b), as curvas teóricas para o modo turbina,

calculadas através do método de Alatorre-Frenk (1994). Para a melhor comparação entre os resultados teóricos e experimentais, extrapolou-se o coeficiente de vazão máximo de 0,0041 na figura 4.21(a) para 0,014 na figura 4.21(b). As curvas teóricas no modo turbina iniciam-se no coeficiente de vazão de 0,0044.

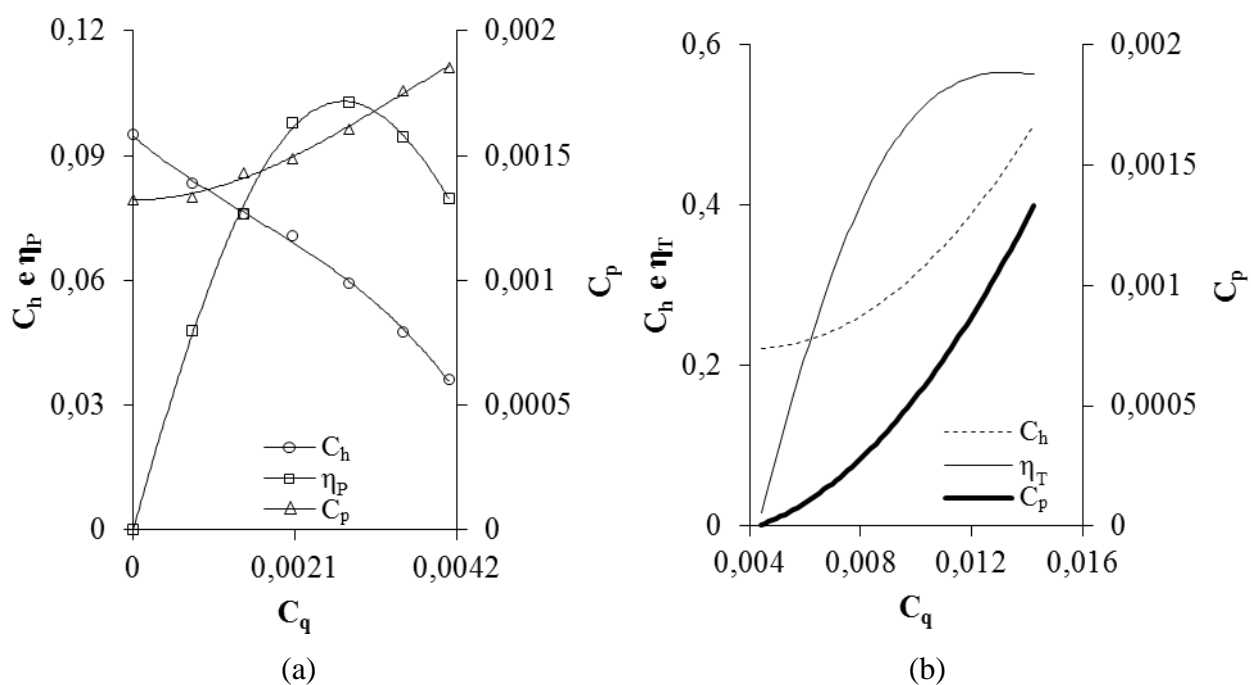


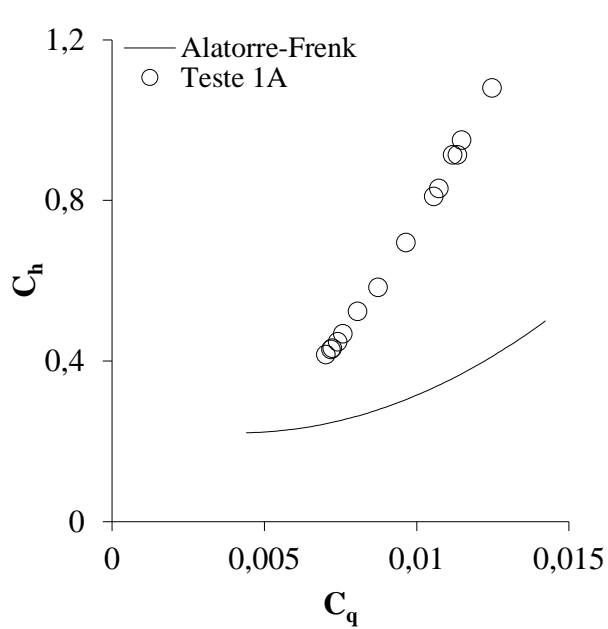
Figura 4.21 – Curvas de desempenho adimensionais, carcaça A. (a) Modo bomba, (b) Modo turbina teórico.

Observa-se uma eficiência máxima calculada no modo turbina maior que a eficiência máxima experimental no modo bomba, 18,87 e 10,29%, respectivamente. Os valores dos coeficientes de vazão, altura manométrica e potência de eixo no BEP são apresentados na tabela 4.3.

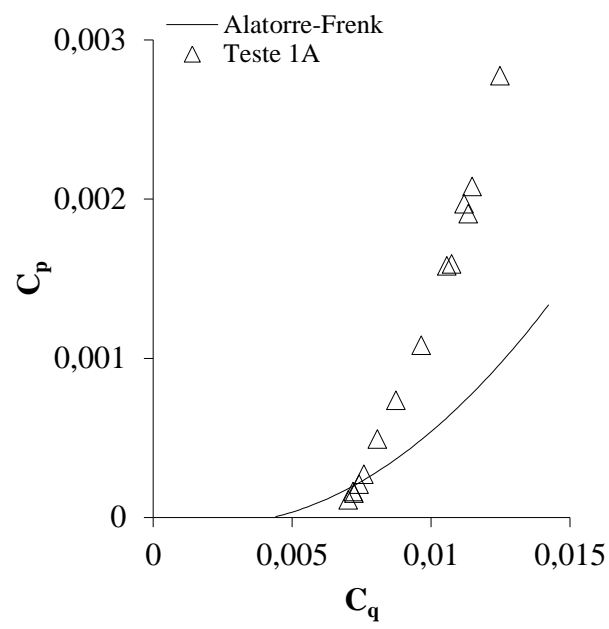
Tabela 4.3 – BEP no modo bomba e no modo turbina teórico, carcaça A.

BEP – Carcaça A			
$\eta\%$	$C_q$	$C_h$	$C_p$
$\eta_P = 10,29\%$	0,0028	0,059	0,0016
$\eta_{TE} = 18,87\%$	0,013	0,45	0,0011

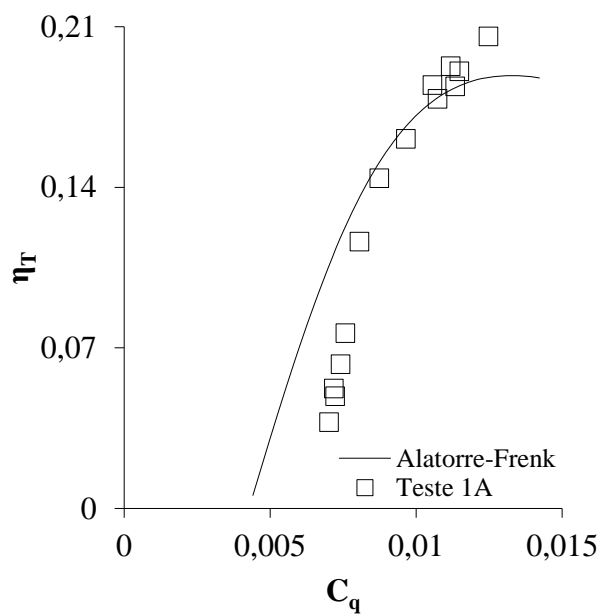
As curvas de desempenho teóricas e experimentais no modo turbina são apresentadas na figura 4.22.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.22 – Curvas de desempenho teóricas e experimentais (teste 1A,  $H = 60,81[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 2600[\text{rpm}]$ ), modo turbina, carcaça A.

O teste 1A ( $H = 60,81[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 2600 [\text{rpm}]$ ) foi selecionado, pois as curvas foram obtidas a partir da velocidade nominal de projeto. Ainda, comparadas às do teste 2A, apresentam reduzida dispersão na região do BEP e semelhante faixa de coeficiente de vazão. Para a carcaça A, observa-se que o método proposto por Alatorre-Frenk (1994) não representou satisfatoriamente o tipo de BFT analisada. Embora a boa concordância entre as curvas de eficiência, o mesmo não se observa entre as curvas de altura manométrica e potência de eixo, ou seja, entre os parâmetros independentes dos quais resultaram as curvas de eficiência.

Para Derakhshan e Nourbakhsh (2008) a validade de qualquer método de predição é baseada em estimativas confiáveis dos parâmetros de altura manométrica e vazão.

A partir do coeficiente de vazão igual a 0,008, o modo turbina experimental operou em maiores coeficientes de altura manométrica e potência de eixo quando comparados aos do modo turbina teórico. As curvas teóricas tem início em um coeficiente de vazão menor que o das curvas experimentais, 0,0044 e 0,007, respectivamente. Ou seja, estima-se uma vazão menor que a experimental para o início da operação da BFT.

No BEP, os desvios dos parâmetros teóricos dos dados experimentais para os coeficientes de vazão, altura manométrica, potência de eixo e eficiência foram, -5,94, 58,58, 59,74 e 8,27%, respectivamente.

#### **4.4.2. Carcaça B**

Para os cálculos foram considerados os resultados do teste B3, figura 4.13(c). O critério utilizado para esta escolha foi o de maior vazão máxima obtida entre os testes. No teste B3 obteve-se 140,67[L/min] e nos testes B1 e B2, 82,67 e 90,33[L/min], respectivamente.

Na figura 4.23 são apresentadas as curvas adimensionais de desempenho de altura manométrica, potência de eixo e eficiência em função da vazão. Na figura 4.23(a), as curvas obtidas no teste B3 no modo bomba e na figura 4.23(b), as curvas teóricas para o modo turbina. Para a melhor comparação entre os resultados teóricos e experimentais, extrapolou-se o coeficiente de vazão máximo de 0,0056 na figura 4.23(a) para 0,025 na figura 4.23(b). Observa-se uma eficiência máxima calculada no modo turbina maior que a eficiência máxima experimental no modo bomba, 23,85 e 15,43%, respectivamente. Os valores dos coeficientes de vazão, altura manométrica e potência de eixo no BEP são apresentados na tabela 4.4. As curvas

teóricas no modo turbina iniciam-se no coeficiente de vazão de 0,0034, semelhante àquele observado no BEP no modo bomba.

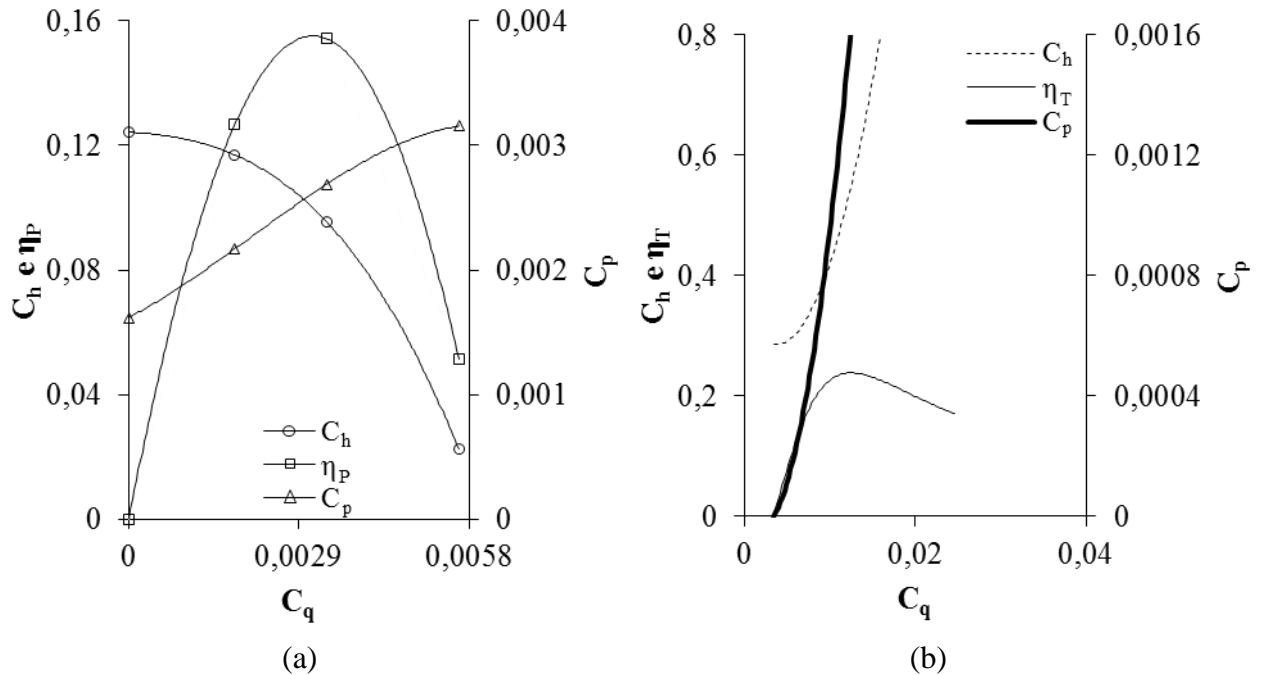


Figura 4.23 – Curvas de desempenho adimensionais, carcaça B. (a) Teste B3, modo bomba, (b) Modo turbina teórico.

Tabela 4.4 – BEP no modo bomba e no modo turbina teórico, carcaça B.

BEP – Carcaça B			
$\eta\%$	$C_q$	$C_h$	$C_p$
$\eta_P = 15,43\%$	0,0034	0,096	0,0027
$\eta_{TE} = 23,85\%$	0,013	0,55	0,0017

As curvas de desempenho teóricas e experimentais são apresentadas na figura 4.24. As curvas experimentais do teste 2B foram selecionadas devido a maior faixa de coeficiente de vazão, comparada a dos testes 1B, para as quais foram obtidas. Observa-se que o método proposto por Alatorre-Frenk (1994) representou satisfatoriamente as curvas de altura manométrica e potência de eixo, até o coeficiente de vazão máximo igual a 0,025 que poderia ser alcançado nos testes no modo bomba. Uma melhor concordância se observa entre as curvas de eficiência para vazões acima do BEP, a partir do coeficiente de vazão de aproximadamente 0,017. As curvas teóricas tem início em um coeficiente de vazão menor que o das curvas experimentais,

0,0034 e 0,012, respectivamente. Ou seja, estima-se uma vazão menor que a experimental para o início da operação da BFT.

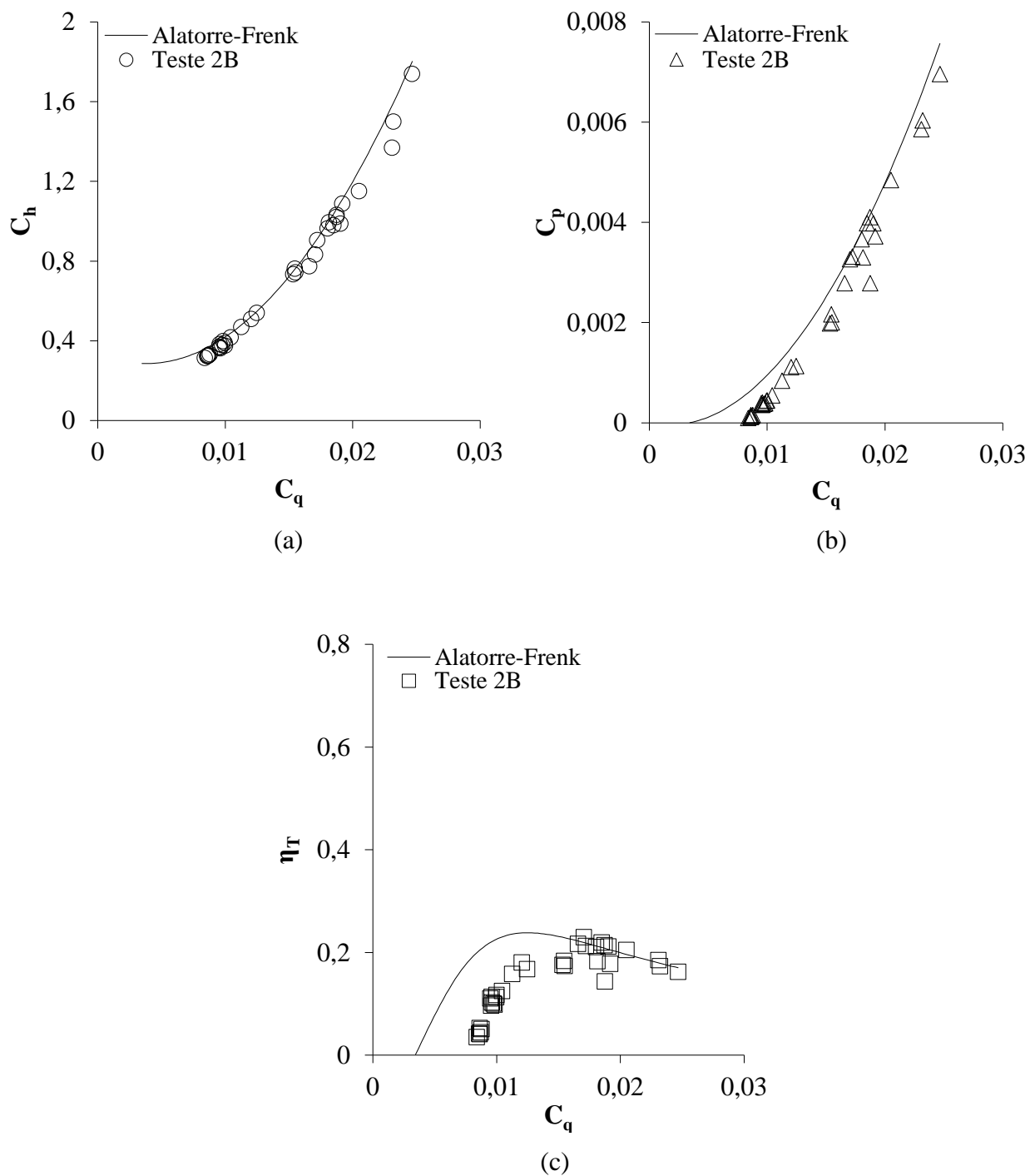


Figura 4.24 – Curvas de desempenho teóricas e experimentais, modo turbina, carcaça B.

No BEP, os desvios dos parâmetros teóricos dos dados experimentais para os coeficientes de vazão, altura manométrica, potência de eixo e eficiência são, 26,2, 33,4, 49 e -3,84 %, respectivamente.

Em ambas as carcaças, os desvios podem estar relacionados a características geométricas da BFT e a características do método de Alatorre-Frenk (1994), a diferenças entre os métodos utilizados para as medidas de potência de eixo, e a condições dos testes de desempenho.

Das características geométricas da BFT, são esperadas maiores variações das perdas hidráulicas e mecânicas entre os modos de operação comparadas as de uma bomba centrífuga convencional, devido: aos sentidos não convencionais de rotação na carcaça B, a distribuição não uniforme de fluido no rotor, vazamentos internos, ausência de difusor, ângulo inadequado do fluxo de entrada no rotor, e fluxo radial na saída da carcaça no modo turbina ou na entrada da carcaça no modo bomba.

Entre estas características, destaca-se a distribuição não uniforme de fluido no rotor como uma das mais influentes, pois há uma maior limitação do aproveitamento de potência fornecida.

As modificações na carcaça da BFT podem ter influenciado as relações entre velocidade específica e eficiência que são importantes parâmetros utilizados nos fatores de conversão entre o modo bomba e o modo turbina. Métodos que relacionam o BEP entre estes dois modos de operação apresentam aproximadamente 20% de desvio dos dados experimentais (Derakhshan e Nourbakhsh, 2007; Derakhshan e Nourbakhsh, 2008; Gülich, 2008). Em Derakhshan e Nourbakhsh (2008), o método de Alatorre-Frenk (1994) não representou satisfatoriamente os dados experimentais para a faixa de velocidade específica das bombas avaliadas. Para uma destas bombas, de velocidade específica igual a  $14[m, m^3/s]$ , foram estimados desvios de até 40% entre os parâmetros de vazão.

Devido aos diferentes métodos utilizados para as medidas de potência de eixo, existe certa discrepância nos resultados obtidos. No modo turbina, as medidas de potência foram calculadas a partir das medidas de torque e velocidade. As medidas de torque são realizadas através do freio de Prony e as medidas de velocidade através do tacômetro, ambas as medidas são diretamente no eixo da BFT. No modo bomba, as medidas de potência de eixo são realizadas através de wattímetros no motor de acionamento da bomba. As incertezas associadas ao freio de Prony não foram consideradas nas medidas realizadas (ver Apêndice B).



A partir das condições dos testes de desempenho, são esperadas maiores variações das perdas hidráulicas e mecânicas entre os modos de operação. Na carcaça B, devido à configuração das ligações hidráulicas. No modo turbina utilizaram-se as duas entradas desta carcaça e no teste como bomba, apenas uma destas entradas foi utilizada como saída. Ainda, no teste B3, considerado para o cálculo das curvas teóricas, foi utilizada uma bomba *booster* na linha de sucção. As variações das condições de escoamento interno, devido às diferentes ligações hidráulicas, podem ser verificadas através das diferenças entre as velocidades específicas obtidas entre os testes B1, B2 e B3 no modo bomba (item 4.2.2). Finalmente, na carcaça A são esperadas maiores variações das perdas entre os modos de operação, devido à dissipação de potência por atrito observada através do aquecimento localizado da carcaça, no modo bomba, e não observado no modo turbina.

## 5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste estudo foram obtidas as curvas de desempenho de uma bomba funcionando como turbina (BFT). A BFT operou com um rotor convencional de uma bomba de bombeio centrífugo submerso. Através de um arranjo em laboratório foram realizadas as medidas de vazão, altura manométrica, velocidade de rotação e torque, com o suporte de um sistema de aquisição de dados. Um freio de Prony acoplado ao eixo da BFT foi utilizado como carga e como método para as medidas de torque. Através dos procedimentos experimentais propostos, foram apresentadas curvas de desempenho para altura manométrica constante em função da velocidade de rotação, e curvas de desempenho adimensionais em função do coeficiente de vazão. Um método disponível na literatura foi utilizado para o cálculo dos parâmetros de desempenho teóricos da BFT, a partir de seu desempenho no modo bomba. Os resultados teóricos foram comparados com os dados experimentais.

Desta forma, as principais conclusões deste trabalho são:

### Da BFT:

- Operou em faixas de vazão e altura manométrica superiores as do modo bomba.
- Operou em velocidades superiores a velocidade nominal no modo bomba e atingiu 5600[rpm] nos testes com a carcaça A.
- Os testes com a carcaça B confirmam que as eficiências máximas em ambos os modos de operação são semelhantes e, em média, observou-se 20% de eficiência máxima.

### Do sistema de freio de Prony:

- Foi capaz de realizar as medidas de torque em toda a faixa operacional da BFT.

### Das modificações na carcaça no modo turbina:

- As perdas hidráulicas foram mais influentes que as perdas mecânicas no desempenho da BFT, pois:
  1. Verificou-se a existência de vazamentos internos entre o mancal e o eixo;

2. A modificação da(s) entrada(s) não considerou o ângulo do fluxo de entrada no rotor;
  3. O fluxo de saída preferencial do rotor, que é axial, não foi mantido na saída da BFT, que é radial.
  4. Não foi utilizado nenhum elemento difusor na saída.
  5. A potência dissipada no único elemento de vedação entre o eixo e a carcaça, o retentor, corresponde a 13%, no máximo, da potência de eixo no BEP para  $f = 1$  no teste 1A ( $H = 60,81$  e  $\omega_{Booster} = 2600[\text{rpm}]$ ).
- A baixa eficiência no modo turbina é atribuída, principalmente, à distribuição não uniforme de fluido entre as seções do rotor que, por conseguinte, limitou o maior aproveitamento da potência hidráulica e sua conversão em potência de eixo;

#### Da comparação entre os dados experimentais e os parâmetros de desempenho teóricos:

- Para a carcaça B se observou a melhor concordância entre as curvas teóricas e as experimentais, comparados aos resultados da carcaça A. O método de Alatorre-Frenk (1994), portanto, conseguiu representar sua curva de altura manométrica e potência de eixo, na faixa de vazão que poderia ser alcançada nos testes no modo bomba ( $C_q \approx 0,025$ ).

#### Dos desvios entre os dados experimentais e os parâmetros de desempenho teóricos:

- Os desvios são relacionados a:
  1. Às maiores variações das perdas hidráulicas e mecânicas entre modos de operação, resultantes das modificações nas carcaças.
  2. Aos diferentes métodos utilizados para as medidas de potência de eixo. No modo bomba foram utilizados wattímetros e no modo turbina, calculou-se a potência através das medidas do freio de Prony e do tacômetro.
  3. Às modificações na carcaça da BFT que podem ter influenciado as relações entre velocidade específica e eficiência, que são importantes parâmetros utilizados nos fatores de conversão entre o modo bomba e o modo turbina, no método de Alatorre-Frenk (1994).

Para continuidade do presente estudo são propostas as seguintes recomendações:

- Avaliar os efeitos hidráulicos e mecânicos no desempenho global da BFT através de um projeto detalhado, no caso de modificações na carcaça.
- Considerar o uso de difusor(es) na saída da BFT, através de um tubo de extração, com o intuito de aumentar a eficiência.
- Considerar para as medidas de potência de eixo, o uso de um torquímetro em conjunto com um gerador, para a realização de testes de desempenho em velocidades constantes.
- Avaliar o desempenho da BFT em conjunto com os de outras BFTs, com rotor de bomba de BCS, para a validação de um método específico de predição do desempenho.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alamo, F. J. C., 2006. **Dinâmica de Estruturas Unidimensionais Esbeltas Utilizando o Contínuo de Cosserat**. Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Alatorre-Frenk, C., 1994. **Cost Minimization in Micro-hydro Systems Using Pumps-as-Turbines**. Tese de Doutorado, Universidade de Warwick.

Bagci, A. S., Kece, M., Nava, J., Eclipse Petroleum Technology Ltd, 2010. **Challenges of Using Electrical Submersible Pump (ESP) in High Free Gas Applications**. SPE 131760, CPS/SPE International Oil & Gas Conference and Exhibition, China, Beijing, 8-10 June.

Cohen, D. J., Dallas, J., Knight, F. I., Woerheide, E. A., 1997. **Development of a gas handling hydraulic submersible pump and planning a field trial, captain field**. OTC 8511, Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 5-8 May.

Derakhshan, S., Nourbakhsh, A., 2007. **Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds**. International Journal of Experimental Heat Transfer, Thermodynamics, and Fluid Mechanics, Vol.32,Nº. 3, pp. 800-807.

Derakhshan, S., Nourbakhsh, A., 2008. **Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation**. International Journal of Experimental Heat Transfer, Thermodynamics, and Fluid Mechanics, Vol. 32, Nº. 8, pp. 1620–1627.

Fernández, J., Blanco, E., Parrondo, J., Stickland, M. T., Scanlon, T. J., 2004. **Performance of a Centrifugal Pump Running in Inverse Mode**. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 218, pp.265-271.

Fox, R. W., McDonald, A. T., Pritchard, P. J., 2006. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 6<sup>th</sup> ed., LTC.

Grant, A. A., Sheil, A. G., 1983. **Development, Field Experience, and Application of a New High Reliability Hydraulically Powered Downhole Pumping System**. SPE 11694, SPE California Regional Meeting, Ventura, California, 23-25 March.

Gulich, J. F., 2008. **Centrifugal Pumps**, 3<sup>th</sup> ed., Springer.

Harden, W. G., Downie, A. A., 2001. **Field Trial and Subsequent Large Scale Deployment of a Novel Multiphase Hydraulic Submersible Pump in the Captain Field.** OTC 13197, Offshore Technology Conference, Houston, Texas, 30 April-3 May.

Holman, J. P., 1994. **Experimental methods for engineers.** 6<sup>th</sup> ed., McGraw-Hill.

Manson, D. M., 1986. **Artificial Lift by Hydraulic Turbine-Driven Downhole Pumps: Its Development, Application, and Selection.** SPE 14134, Internacional Meeting on Petroleum Engineering, Beijing, China, 17-20 March.

Mali, G., Morrison, A., Green, A., Graham, R., Harden, W., 2010. **Hydraulic Submersible Pumps: 10 Years Experience on a Heavy-Oil Field in the North Sea.** SPE 135234, SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Florence, Italy, 19-22 September.

Riddet, D. A., 1985. **Artificial Lift by Hydraulic Turbine Driven Downhole Pumps.** SPE 13741, Middle East Oil Technical Conference and Exhibition, Bahrain, 11-14 March.

Ryall, M. L., Grant, A. A., 1983. **Development of a New High-Reliability Downhole Pumping System for Large Horsepowers.** SPE 12299, Journal of Petroleum Technology, Vol. 35, N° 9, pp. 1709-1718.

Singh, P., 2005. **Optimization of Internal Hydraulics and of System Design for PUMPS AS TURBINES with Field Implementation and Evaluation.** Tese de Doutorado, Universidade Fridericiana de Karlsruhe.

Stepanoff, A. J., 1957. **Centrifugal and Axial Flow Pumps,** 2<sup>nd</sup> ed., JOHN WILEY & SONS.

White, F. M., 2003. **Fluid Mechanics,** 4<sup>th</sup> ed., McGraw-Hill.

Williams, A., 2004. **Pumps as Turbines: A User's Guide,** 2<sup>nd</sup> ed., Practical Action.

## APÊNDICE A – TESTES COMPLEMENTARES

### A.1. Objetivo

Para o desenvolvimento da metodologia proposta foram realizados testes iniciais, neste apêndice identificado como testes complementares, para o melhor entendimento do sistema de freio de Prony. Foram realizados os testes 3A, 3B e 4B. Onde ao lado do número de cada teste indica-se a respectiva carcaça utilizada.

No teste 3A e 3B verificaram-se: a influência do atrito do sistema de freio nas medidas de torque de eixo, a variação de velocidade e vazão na BFT através da bomba *booster*, e os limites de velocidade a serem utilizados nos testes. No teste 4B, identificou-se o procedimento a ser utilizado para as medidas calculadas de potência de eixo máxima na BFT.

### A.2. Teste 3

#### A.2.1. Procedimento experimental

O procedimento experimental para o teste 3A e 3B é apresentado na figura A.1 e as suas etapas são descritas a seguir na sequência de 1 a 7.

Na etapa 1, ajusta-se a velocidade mínima na *booster* para o início da operação da BFT. Na etapa 2, ajusta-se a carga de freio para a condição sem carga aplicada. Na etapa 3 são realizadas três medidas consecutivas de velocidade na BFT. Em seguida, no programa de aquisição são realizadas as etapas 4 a 7. Na etapa 4 são inseridas as velocidades medidas na BFT, e a ajustada na etapa 1 para a *booster*. Na etapa 5, inicia-se a aquisição das demais variáveis. Na etapa 6, repete-se as etapas anteriores a cada incremento de 100[rpm] na *booster* até que a sua velocidade alcance a correspondente velocidade final de teste na BFT. Por fim, na etapa 7, gera-se o arquivo com os pontos experimentais coletados.

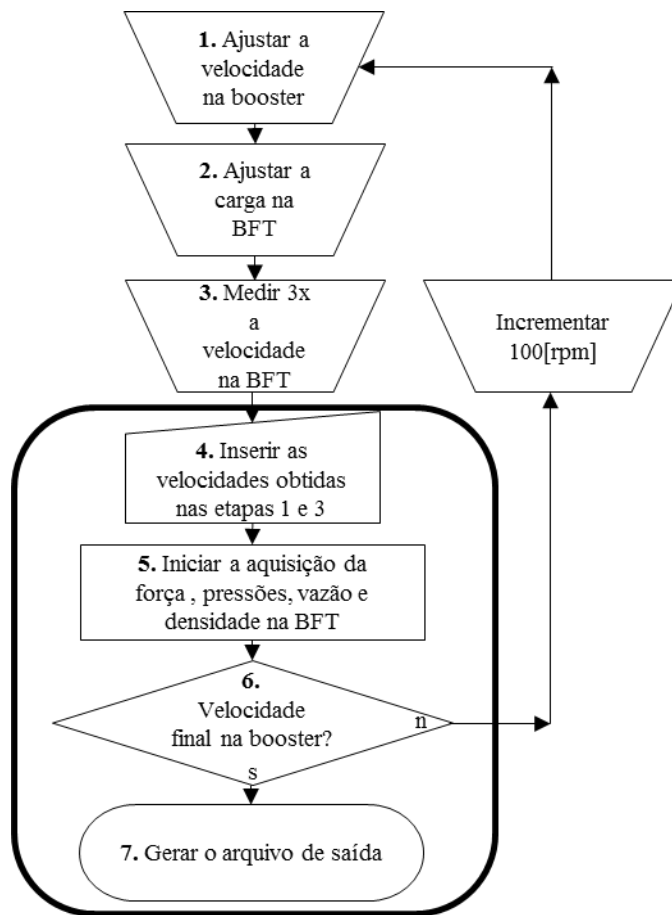


Figura A.1 – Procedimento experimental para o teste 3A e 3B.

### A.2.2. Resultados experimentais dos testes 3A

Para a análise da influência do atrito do sistema de freio nas medidas de torque de eixo, foram realizados dois testes semelhantes. Um teste com o sistema de freio acoplado ao eixo da BFT, mas em nenhum momento acionado. Um teste com o sistema de freio desacoplado do eixo, ou seja, o conjunto de freio foi retirado da sua extremidade. Na figura A.2 são apresentadas a velocidade e a vazão na BFT em função da velocidade na *booster*, para os testes com o sistema de freio acoplado e desacoplado.

A variação de velocidade de rotação da bomba booster é uma forma conveniente de variar a vazão de água fornecida para a BFT. Quanto maior a velocidade na booster, maior a vazão e velocidade na BFT.



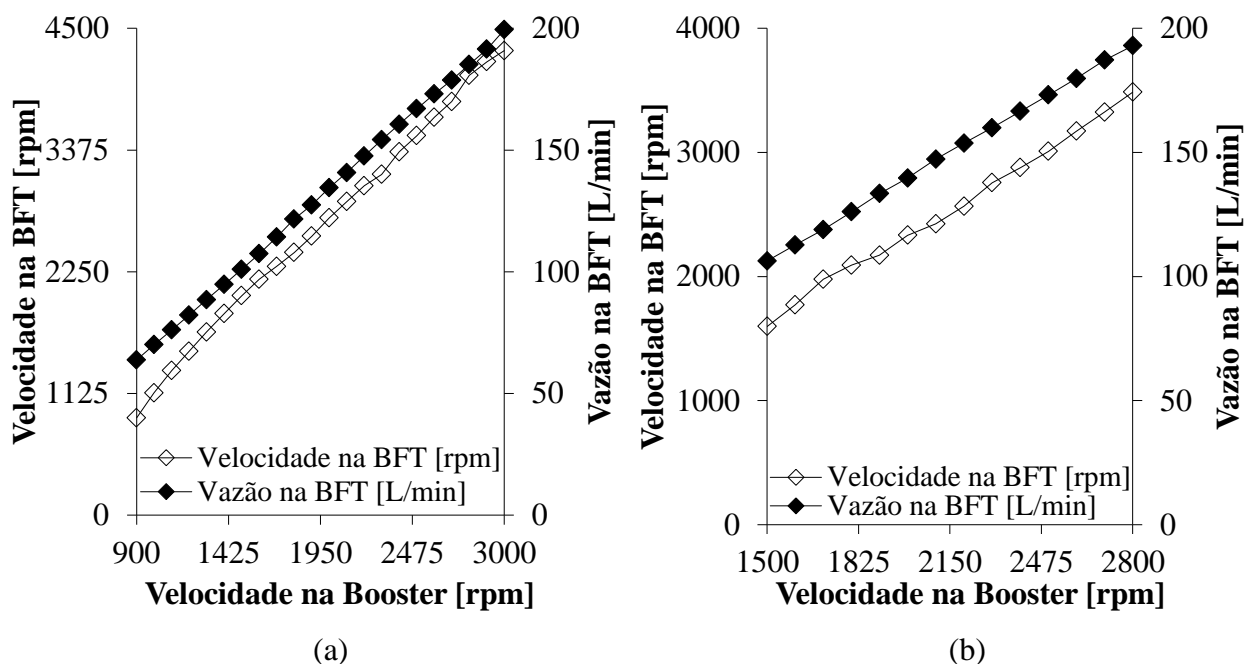


Figura A.2 – Variações de velocidade e vazão na BFT em função da velocidade na *booster*, teste 3A. (a) Sistema de freio desacoplado, (b) Sistema de freio acoplado.

Na figura A.2(b), para a velocidade de rotação mínima na BFT de 1597 [rpm], observa-se uma mínima velocidade de rotação na *booster* de 1500[rpm]. Esta velocidade corresponde a uma mínima vazão na BFT necessária para iniciar sua operação, aproximadamente 106,22[L/min]. A cada 100[rpm] de variação da velocidade na *booster*, são superiores os incrementos de velocidade observados na BFT. Para 2800[rpm] na *booster*, a velocidade na BFT foi 3486[rpm] para a vazão de 192,97[L/min].

Na figura A.2(a), para a velocidade de rotação mínima na BFT de 900 [rpm], também se observa, uma mínima velocidade de rotação na *booster* de 900[rpm]. Esta velocidade corresponde a uma vazão mínima na BFT necessária para iniciar sua operação, aproximadamente 63,79[L/min]. Semelhante ao teste com o sistema de freio acoplado, os incrementos de velocidade na BFT são superiores aos da *booster*. Para 3000[rpm] na *booster*, a velocidade na BFT foi 4294[rpm] para a vazão de 199,44[L/min].

A influência do sistema de freio, mesmo quando não acionado, foi confirmada. Para o sistema de freio acoplado é maior a vazão necessária para superar a resistência, devido ao atrito entre as pastilhas de freio e o disco, e iniciar a operação da BFT. Este atrito se deve ao tipo de

montagem mecânica utilizada no protótipo. Quando em operação, para as mesmas velocidades na *booster* são maiores as vazões e menores as velocidades na BFT, quando comparadas com o teste realizado com o sistema de freio desacoplado. Ou seja, esta carga de freio inicial (ou carga no eixo inicial) representa uma fonte de dissipação de potência de eixo.

Através destes testes, independente do sistema de freio estar acoplado ou desacoplado, confirmou-se a capacidade da BFT de operar a elevadas velocidades de rotação quanto maior a potência hidráulica fornecida.

### **A.2.3. Resultados experimentais do teste 3B**

O teste foi realizado com o sistema de freio acoplado ao eixo da BFT. Na figura A.3 apresenta-se a velocidade e vazão na BFT em função da velocidade na *booster*. As menores velocidades iniciais na BFT comparadas às na *booster* indicam possíveis influências de uma região de recirculação em baixas vazões, e a influência do atrito no sistema de freio. Para a faixa de velocidade de 913 a 1455[rpm] na BFT, a respectiva faixa de velocidade na *booster* foi de 1200 a 1500[rpm].

Assim, para a velocidade de rotação mínima na BFT de 913[rpm] observa-se uma mínima velocidade de rotação na *booster* de 1200[rpm]. Nesta velocidade, a vazão mínima necessária na BFT para o início de sua operação é de aproximadamente 122,4[L/min].

A partir de 1500[rpm] são observados incrementos de velocidade na BFT superiores aos da *booster*. Para 2900[rpm] na *booster*, a velocidade na BFT foi de 3703[rpm] e a vazão de 269,1[L/min]. Como verificado no teste 3A, destaca-se a conveniência de variar a vazão e velocidade na BFT através da variação da velocidade na *booster*, e ainda, a capacidade da BFT operar a elevadas velocidades de rotação quanto maior a potência hidráulica fornecida.

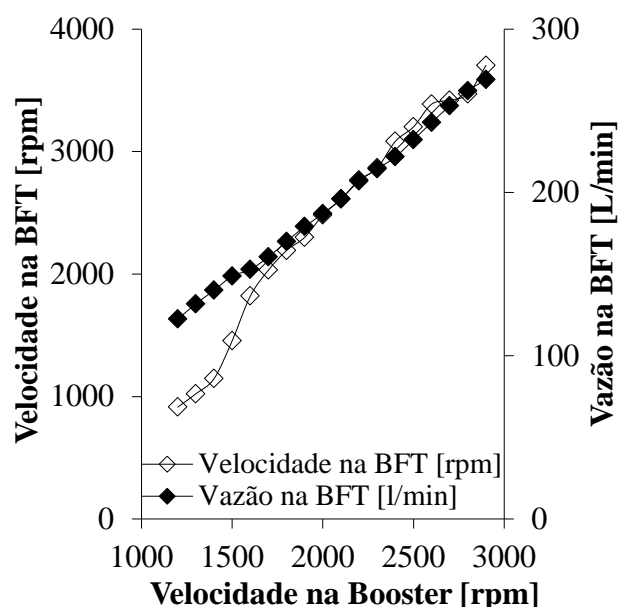


Figura A.3 – Variações de velocidade e vazão na BFT em função da velocidade na *booster*, teste 3B (sistema de freio acoplado).

### A.3 Teste 4

#### A.3.1 Procedimento experimental

O procedimento experimental para o teste 4B é apresentado na figura A.4 e as suas etapas são descritas a seguir na sequência de 1 a 7.

Na etapa 1, ajusta-se a velocidade na *booster* em 2000[rpm] para o início da operação da BFT em 2205[rpm]. Na etapa 2, ajusta-se a carga de freio para a condição de carga máxima. Na etapa 3 são realizadas três medidas consecutivas de velocidade na BFT. Em seguida, no programa de aquisição são realizadas as etapas 4 a 7. Na etapa 4 são inseridas as velocidades medidas na BFT, e a ajustada na etapa 1 para a *booster*. Na etapa 5, inicia-se a aquisição contínua das demais variáveis durante 15,5[s]. Na etapa 6, incrementa-se a carga de freio e repete-se as etapas anteriores, adquirindo continuamente as variáveis até a condição final de teste, o bloqueio do eixo. Por fim, na etapa 7, gera-se o arquivo com os pontos experimentais coletados.

Não houve critérios para a seleção das velocidades na etapa 1; o tempo na etapa 5 foi considerado aquele suficiente para a análise das variáveis.

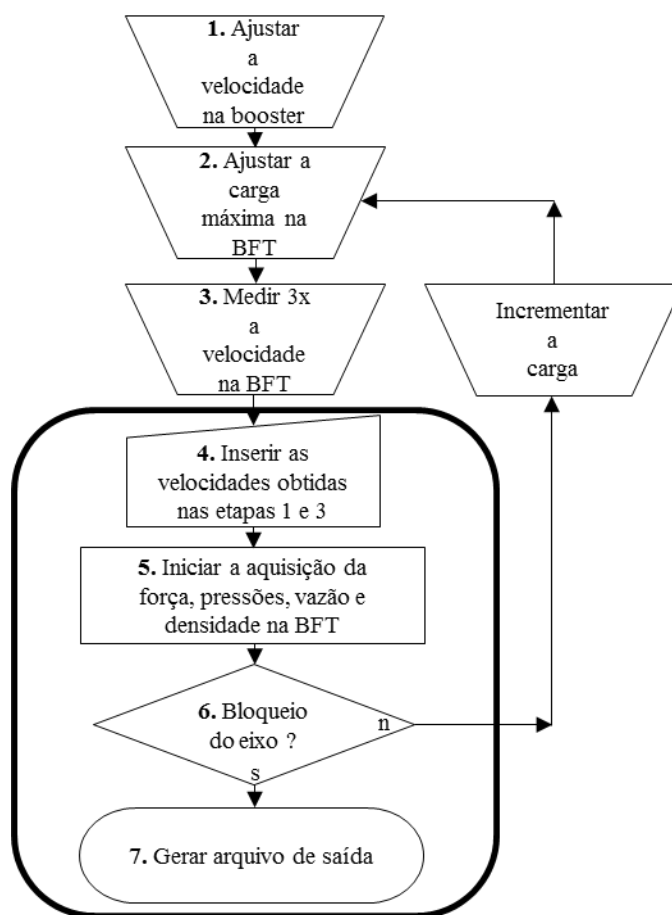


Figura A.4 – Procedimento experimental para o teste 4B.

### A.3.2. Resultados experimentais do teste 4B

Na figura A.5 apresenta-se o torque, a altura manométrica e a vazão na BFT no tempo. Estes parâmetros foram medidos continuamente em dois regimes distintos. No regime permanente, entre os instantes 0 a 15,5[s] e para a condição de carga máxima, observa-se o comportamento constante das variáveis. As medidas de torque, altura manométrica, vazão e velocidade foram 0,7[N.m], 3[bar], 196[L/min] e 2205[rpm], respectivamente.

No regime transiente, entre os instantes 15,6 a 52[s] e para a condição de carga acima da máxima, ocorre a redução da velocidade e da altura manométrica, assim como o aumento do torque e vazão. São destacados os dois maiores valores de pico no torque ao longo do tempo. No instante 45,2[s], o segundo maior valor de pico, de 1,45[N.m], indica o momento no qual houve um rápido bloqueio do eixo da BFT. Após este bloqueio a BFT continuou em operação.

No instante 51,2[s], observa-se o maior valor de pico, onde ocorre novamente o bloqueio do eixo e a permanência nesta condição nos instantes seguintes, ou seja, ocorre a parada da operação da BFT. Neste instante de bloqueio do eixo, os valores de torque, altura manométrica, vazão e velocidade foram 1,97[N.m], 2,65[bar], 216[L/min] e 0 [rpm], respectivamente.

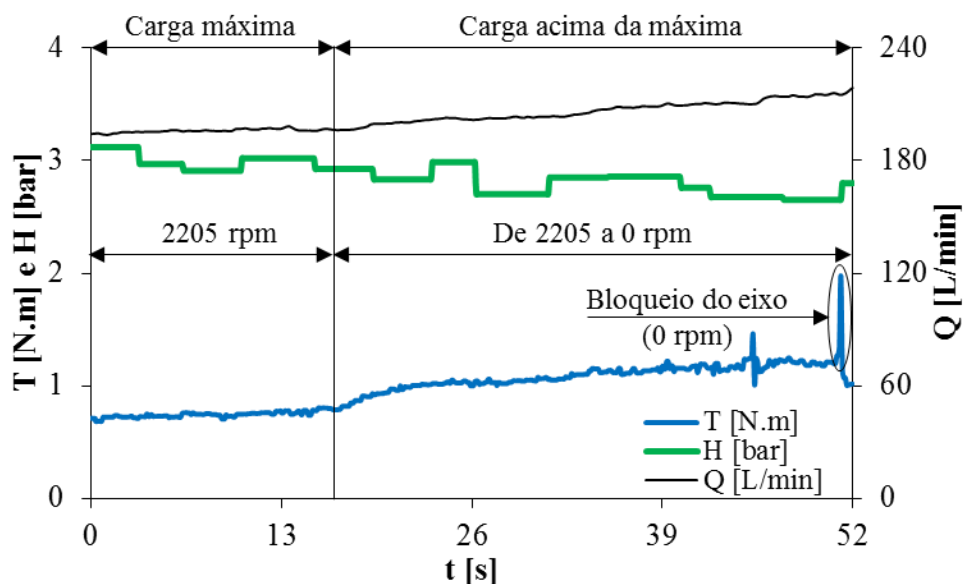


Figura A.5 – Variações do torque, altura manométrica e vazão na BFT no tempo, para as condições de carga máxima e acima da máxima.

Neste teste evidencia-se o limite da capacidade de fornecimento de potência de eixo pela BFT. Ou seja, a partir de uma carga de freio imediatamente acima da carga máxima, a potência fornecida pela BFT não é suficiente para manter a potência consumida pela carga de freio e, simultaneamente, continuar sua operação a uma velocidade constante.

Destaca-se a importância da análise deste comportamento, visto a utilização nos procedimentos experimentais 1 e 2 da variação da carga de freio até o seu limite máximo.

Os valores de potência de eixo máxima na BFT, utilizados nos cálculos, foram aqueles para os quais se mediu o torque máximo constante, simultaneamente com a respectiva velocidade de rotação constante.

## APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZAS

Para a análise de incertezas foi utilizado o procedimento apresentado em Holman (1994). Este procedimento estima a incerteza em um determinado resultado considerando as incertezas nas medidas primárias. Ou seja, para o resultado  $R$  função das variáveis independentes  $x_1, x_2, \dots, x_n$  escrito como:

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{B.1})$$

Seja  $w_r$  a incerteza no resultado e  $w_1, w_2, \dots, w_n$  as incertezas nas variáveis independentes. Se as incertezas nas variáveis independentes são apresentadas para uma mesma probabilidade, a incerteza combinada no resultado é a seguinte:

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.2})$$

As incertezas consideradas nos cálculos estão resumidas nas tabelas B.1 e B.2 e foram fornecidas pelos fabricantes dos respectivos instrumentos.

Tabela B.1 – Dados da instrumentação utilizada nas instalações experimentais.

Dispositivo	Incerteza	Fabricante/Modelo
Sensor de velocidade	$\pm 0.05\%$ da leitura + 1 dígito	Minipa/MDT-2238A
Célula de carga	$\pm 0.02\%$ da capacidade nominal	Alfa instrumentos/S-5
Medidor Coriolis de vazão	$\pm 0.30\%$ da leitura	Emerson Micro-motion/F200

Tabela B.2 – Dados dos transdutores de pressão.

Carçaça	Dispositivo	Incerteza	Fabricante/Modelo
A	Transdutor de pressão absoluta	$\pm 0.125\%$ do fundo de escala	Emerson Rosemount/305S1
A	Transdutor de pressão absoluta	$\pm 0.125\%$ do fundo de escala	
B	Transdutor de pressão diferencial	$\pm 0.125\%$ do fundo de escala	

A altura manométrica  $H$ , nos testes no modo turbina com a carçaça A, é definida como a diferença entre a pressão de entrada  $p_e$  e a pressão de saída  $p_s$ . Então:

$$H = p_e - p_s \quad (\text{B.3})$$

A incerteza em  $H$  é escrita como:

$$w_H = \left[ \left( \frac{\partial H}{\partial p_e} w_{p_e} \right)^2 + \left( \frac{\partial H}{\partial p_s} w_{p_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.4})$$

$$w_H = \left[ (w_{p_e})^2 + (w_{p_s})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.5})$$

A incerteza na altura manométrica para a carçaça B é a do respectivo instrumento indicado na tabela B.2. A sua aplicação é direta, pois se utilizou um transdutor de pressão diferencial.

A potência de eixo  $P$  na equação 3.2 em conjunto com a equação 3.1 é reescrita como:

$$P = T\omega = Fb\omega = mgb\omega \quad (\text{B.6})$$

A incerteza em  $P$  é escrita como:

$$w_P = \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial m} w_m \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial \omega} w_\omega \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.7})$$

$$w_P = \left[ (gb\omega w_m)^2 + (mgbw_\omega)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.8})$$

A eficiência  $\eta_T$  na equação 4.2 em conjunto com as equações 3.1 e 3.2 é reescrita como:

$$\eta_T = \frac{P}{\rho Q g H} = \frac{T\omega}{\rho Q g H} = \frac{Fb\omega}{\rho Q g H} = \frac{mgb\omega}{\rho Q g H} \quad (\text{B.9})$$

A incerteza em  $\eta_T$  é escrita como:

$$w_{\eta_T} = \left[ \left( \frac{\partial \eta_T}{\partial m} w_m \right)^2 + \left( \frac{\partial \eta_T}{\partial \omega} w_\omega \right)^2 + \left( \frac{\partial \eta_T}{\partial Q} w_Q \right)^2 + \left( \frac{\partial \eta_T}{\partial H} w_H \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.10})$$

$$w_{\eta_T} = \left[ \left( \frac{\omega b}{\rho Q H} w_m \right)^2 + \left( \frac{mb}{\rho Q H} w_\omega \right)^2 + \left( \frac{-m\omega b}{Q^2 \rho H} w_Q \right)^2 + \left( \frac{-m\omega b}{H^2 \rho Q} w_H \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.11})$$

Nas tabelas B.3 a B.8 são apresentadas as incertezas para os parâmetros de vazão, altura manométrica, potência de eixo e eficiência referentes aos testes de desempenho com as carcaças A e B.

A calibração de todos os instrumentos utilizados nos testes foi considerada aquela realizada pelos seus respectivos fabricantes.

Tabela B.3 - Teste 1A,  $H = 60,81[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 2600[\text{rpm}]$ , incerteza no BEP.

Parâmetro		Incerteza[%]
Q[m <sup>3</sup> /s]	0,00320	±0,30
H[m]	59,84	±1,21
P[W]	382,34	±0,53
$\eta_T$ [%]	20,57	±1,35



Tabela B.4 - Teste 1A,  $H = 112,81[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 3500[\text{rpm}]$ , incerteza no BEP.

Parâmetro		Incerteza[%]
$Q[\text{m}^3/\text{s}]$	0,00409	$\pm 0,30$
$H[\text{m}]$	109,6	$\pm 0,66$
$P[\text{W}]$	751,94	$\pm 0,53$
$\eta_T[\%]$	17,28	$\pm 0,90$

Tabela B.5 - Teste 1B,  $H = 50,26[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 2500[\text{rpm}]$ , incerteza no BEP.

Parâmetro		Incerteza[%]
$Q[\text{m}^3/\text{s}]$	0,00408	$\pm 0,30$
$H[\text{m}]$	47,39	$\pm 0,56$
$P[\text{W}]$	419,24	$\pm 0,54$
$\eta_T[\%]$	22,41	$\pm 0,84$

Tabela B.6 - Teste 1B,  $H = 98,41[\text{m}]$  e  $\omega_{\text{Booster}} = 3500[\text{rpm}]$ , incerteza no BEP.

Parâmetro		Incerteza[%]
$Q[\text{m}^3/\text{s}]$	0,00561	$\pm 0,30$
$H[\text{m}]$	96,38	$\pm 0,28$
$P[\text{W}]$	1080,45	$\pm 0,52$
$\eta_T[\%]$	20,68	$\pm 0,66$

Tabela B.7 - Teste 2A, incerteza no BEP.

Parâmetro		Incerteza[%]
$Q[\text{m}^3/\text{s}]$	0,00213	$\pm 0,30$
$H[\text{m}]$	26,93	$\pm 2,70$
$P[\text{W}]$	93,95	$\pm 0,76$
$\eta_T[\%]$	16,95	$\pm 2,82$

Tabela B.8 - Teste 2B, incerteza no BEP.

Parâmetro		Incerteza[%]
$Q[\text{m}^3/\text{s}]$	0,00377	$\pm 0,30$
$H[\text{m}]$	34,34	$\pm 0,78$
$P[\text{W}]$	288,82	$\pm 0,54$
$\eta_T[\%]$	22,97	$\pm 0,99$

Como observado nas tabelas acima a incerteza relacionada à potência de eixo foi menor que a relacionada à altura manométrica, na maioria dos testes. Embora este seja um bom indicativo da qualidade dos testes de desempenho, as incertezas relacionadas ao freio de Prony não foram consideradas nos cálculos, essencialmente, devido à dificuldade de quantificar a maioria delas. Isto contribui para a ineficiência do método utilizado nesta análise e, portanto, dificultam as

estimativas do quão significativo são tais incertezas nas medidas de torque. São exemplos de incertezas não consideradas nos cálculos: as perdas por dissipação de calor (entre as pastilhas de freio e o disco) e a posição da barra, que não se manteve completamente horizontal quando do acionamento do freio. Medições realizadas para os maiores valores de torque, encontrados nos testes, indicaram um ângulo de inclinação na barra de aproximadamente  $5^\circ$  em relação à sua posição horizontal.

## ANEXO I - TABELAS

Tabela I.1 - Teste 1A,  $H = 60,81[m]$  e  $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ , parâmetros de desempenho.

Nº de referência	$\omega$ [rad/s]	Q [L/min]	H[m]	P [W]
1	3462	175,77	61,16	65,65
2	3400,33	177,82	61,26	86,35
3	3412	177,35	61,19	92,05
4	3358	180,02	61,99	113,81
5	3286,33	180,16	62,02	138,41
6	3103,66	181,03	61,89	211,16
7	2912,33	184,08	60,74	260,88
8	2666	186,08	60,60	294,39
9	2450	190,28	61,10	336,49
10	2316,33	187,44	60,14	352,07
11	2124,66	191,84	59,84	382,34
12	2467,66	188,61	60,49	340,65
13	2301,33	188,74	59,39	333,56
14	2260,33	187,69	59,56	344,59

Tabela I.2 - Teste 1A,  $H = 60,81[m]$  e  $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ , parâmetros adimensionais de desempenho.

Nº de referência	$C_q$ [-]	$C_h$ [-]	$C_p$ [-]	$\eta_T$ [-]
1	0,00702	0,41559	0,00011	0,03763
2	0,00723	0,43153	0,00015	0,04886
3	0,00719	0,42809	0,00016	0,05229
4	0,00741	0,44774	0,00021	0,06289
5	0,00758	0,46770	0,00027	0,07641
6	0,00807	0,52331	0,00049	0,11627
7	0,00874	0,58333	0,00073	0,14396
8	0,00965	0,69441	0,00108	0,16113
9	0,01074	0,82915	0,00159	0,17864
10	0,01119	0,91295	0,00197	0,19282
11	0,01248	1,07970	0,00277	0,20575
12	0,01057	0,80915	0,00158	0,18455
13	0,01134	0,91339	0,00191	0,18398
14	0,01148	0,94952	0,00208	0,19063

Tabela I.3 - Teste 1A,  $H = 112,81$ [m] e  $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm], parâmetros de desempenho.

Nº de referência	$\omega$ [rad/s]	Q [L/min]	H [m]	P [W]
1	5580	222,33	113,99	217,58
2	5237	228,13	114,36	300,70
3	5005,67	233,85	112,91	382,20
4	4650	237,77	113,19	496,13
5	4048	245,26	109,60	751,94

Tabela I.4 - Teste 1A,  $H = 112,81$ [m] e  $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm], parâmetros adimensionais de desempenho.

Nº de referência	$C_q$ [-]	$C_h$ [-]	$C_p$ [-]	$\eta_T$ [-]
1	0,00551	0,29818	0,00009	0,05291
2	0,00602	0,33964	0,00015	0,07109
3	0,00646	0,36702	0,00021	0,08933
4	0,00707	0,42639	0,00034	0,11382
5	0,00838	0,54478	0,00079	0,17280

Tabela I.5 - Teste 1B,  $H = 98,41$ [m] e  $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm], parâmetros de desempenho.

Nº de referência	$\omega$ [rad/s]	Q [L/min]	H [m]	P [W]
1	4961,33	313,69	101,58	226,58
2	4685,33	320,12	98,56	419,52
3	4632,33	320,86	97,13	452,81
4	4515,33	336,31	96,38	1080,45

Tabela I.6 - Teste 1B,  $H = 98,41$ [m] e  $\omega_{Booster} = 3500$ [rpm], parâmetros adimensionais de desempenho.

Nº de referência	$C_q$ [-]	$C_h$ [-]	$C_p$ [-]	$\eta_T$ [-]
1	0,00874	0,33611	0,00013	0,04397
2	0,00945	0,36568	0,00028	0,08233
3	0,00958	0,36866	0,00032	0,09006
4	0,01030	0,38504	0,00082	0,20679

Tabela I.7 - Teste 1B,  $H = 50,26[m]$  e  $\omega_{Booster} = 2500[rpm]$ , parâmetros de desempenho.

Nº de referência	$\omega$ [rad/s]	Q [L/min]	H[m]	P [W]
1	3559,33	221,97	52,03	85,75
2	3531,67	224,81	50,80	86,38
3	3487,67	224,16	50,85	91,60
4	3468,00	225,67	50,01	105,10
5	3471,67	225,63	51,71	123,21
6	3419,00	226,99	49,95	128,85
7	3432,00	225,82	50,44	138,95
8	3435,33	226,72	48,35	139,09
9	3434,33	225,09	51,89	143,32
10	3371,00	227,70	49,77	143,50
11	3371,00	225,13	52,18	137,60
12	3390,67	227,49	51,66	149,58
13	3371,67	225,17	49,54	132,87
14	3371,67	226,38	50,76	148,66
15	3384,00	229,12	51,01	161,12
16	3359,67	229,24	50,90	172,75
17	3360,00	228,18	50,47	160,64
18	3312,00	229,01	49,10	188,99
19	3285,67	229,94	48,73	199,25
20	3220,33	234,21	49,58	244,05
21	3032,33	236,12	48,56	272,95
22	2685,00	244,81	47,39	419,24

Tabela I.8 - Teste 1B,  $H = 50,26[m]$  e  $\omega_{Booster} = 2500[rpm]$ , parâmetros adimensionais de desempenho.

Nº de referência	$C_q [-]$	$C_h [-]$	$C_p [-]$	$\eta_T [-]$
1	0,00862	0,33450	0,00013	0,04578
2	0,00880	0,33173	0,00014	0,04665
3	0,00889	0,34049	0,00015	0,04958
4	0,00900	0,33871	0,00018	0,05747
5	0,00899	0,34946	0,00020	0,06520
6	0,00918	0,34805	0,00022	0,07018
7	0,00910	0,34877	0,00024	0,07536
8	0,00913	0,33366	0,00024	0,07841
9	0,00906	0,35831	0,00025	0,07585
10	0,00934	0,35676	0,00026	0,07828
11	0,00923	0,37399	0,00025	0,07243
12	0,00928	0,36596	0,00027	0,07872
13	0,00923	0,35495	0,00024	0,07369
14	0,00928	0,36369	0,00027	0,08005
15	0,00936	0,36283	0,00029	0,08532
16	0,00943	0,36731	0,00032	0,09166
17	0,00939	0,36413	0,00030	0,08638
18	0,00956	0,36461	0,00036	0,10410
19	0,00968	0,36762	0,00039	0,11019
20	0,01006	0,38941	0,00051	0,13025
21	0,01077	0,43016	0,00068	0,14758
22	0,01261	0,53544	0,00151	0,22408

Tabela I.9 - Teste 2A, parâmetros de desempenho.

<b>Nº de referência</b>	<b><math>\omega</math> [rad/s]</b>	<b>Q [L/min]</b>	<b>H[m]</b>	<b>P [W]</b>
1	1319,00	122,59	25,81	74,26
2	1620,00	127,81	26,93	93,95
3	1879,33	134,34	30,55	111,33
4	2037,00	139,81	34,72	117,22
5	2260,33	146,38	37,93	129,74
6	2377,67	155,02	42,50	143,91
7	2528,00	158,16	45,22	156,70
8	2638,67	166,11	48,88	164,58
9	2820,33	172,37	54,10	182,39
10	2935,00	181,00	58,57	195,86
11	3051,33	186,74	61,02	208,44
12	1447,67	122,29	24,92	74,02
13	1599,33	129,67	27,41	90,61
14	1718,67	135,84	31,52	103,00
15	1957,33	141,28	34,93	118,24
16	2247,00	147,33	38,60	139,45
17	2302,00	153,50	41,99	146,33
18	2479,33	160,47	46,15	161,36
19	2579,67	166,85	48,83	178,94
20	2678,33	173,40	52,31	190,25
21	2787,67	180,51	56,51	200,18
22	2903,00	188,89	60,54	230,16

Tabela I.10 - Teste 2A, parâmetros adimensionais de desempenho.

Nº de referência	$C_q$ [-]	$C_h$ [-]	$C_p$ [-]	$\eta_T$ [-]
1	0,01285	1,20834	0,00227	0,14621
2	0,01091	0,83576	0,00155	0,16955
3	0,00988	0,70446	0,00117	0,16820
4	0,00949	0,68148	0,00097	0,14929
5	0,00895	0,60462	0,00078	0,14417
6	0,00902	0,61230	0,00074	0,13468
7	0,00865	0,57638	0,00067	0,13514
8	0,00870	0,57183	0,00062	0,12511
9	0,00845	0,55400	0,00057	0,12090
10	0,00853	0,55377	0,00054	0,11447
11	0,00846	0,53380	0,00051	0,11350
12	0,01168	0,96837	0,00172	0,15162
13	0,01121	0,87278	0,00155	0,15842
14	0,01093	0,86915	0,00142	0,14900
15	0,00998	0,74262	0,00110	0,14821
16	0,00907	0,62276	0,00086	0,15147
17	0,00922	0,64541	0,00083	0,14031
18	0,00895	0,61145	0,00074	0,13470
19	0,00894	0,59760	0,00073	0,13596
20	0,00895	0,59399	0,00069	0,12997
21	0,00895	0,59228	0,00065	0,12184
22	0,00900	0,58512	0,00066	0,12516



Tabela I.11 - Teste 2B, parâmetros de desempenho.

Nº de referência	$\omega$ [rad/s]	Q [L/min]	H[m]	P [W]
1	1178,00	106,28	9,19	26,54
2	1329,33	115,73	11,05	37,50
3	1510,33	123,17	13,13	41,45
4	1730,00	130,63	15,31	40,49
5	1922,67	138,62	17,66	44,88
6	1922,67	139,01	17,04	45,11
7	2070,33	147,40	20,92	49,34
8	2219,00	156,65	22,87	58,37
9	2371,67	165,02	25,02	68,61
10	2511,33	173,85	29,67	80,73
11	2642,00	183,59	31,50	106,54
12	2788,67	191,75	35,18	120,41
13	3141,00	196,16	39,51	66,39
14	3274,67	206,65	43,14	64,53
15	3384,00	215,27	46,81	83,13
16	3597,67	223,49	51,33	77,91
17	3718,00	232,13	54,89	84,37
18	3941,67	239,61	59,83	81,25
19	830,00	112,56	8,72	22,96
20	893,00	123,93	10,65	38,22
21	1006,67	132,09	12,36	48,58
22	1254,33	140,27	14,72	61,56
23	1263,33	151,54	15,17	80,94
24	1013,33	169,22	17,26	87,82
25	1007,33	179,71	21,66	102,47
26	1132,00	189,96	23,59	126,10
27	1338,00	198,45	25,28	166,90
28	1548,67	207,11	28,86	212,78
29	1656,67	216,08	32,45	239,34
30	1833,33	226,03	34,34	288,82
31	1773,00	240,11	39,41	328,38
32	1890,00	235,52	39,67	321,52
33	1807,00	248,77	39,56	336,85
34	1188,33	269,51	44,69	259,35
35	2338,33	262,11	49,87	366,94
36	2453,33	272,09	54,25	418,99

Tabela I.12 - Teste 2B, parâmetros adimensionais de desempenho.

Nº de referência	$C_q$ [-]	$C_h$ [-]	$C_p$ [-]	$\eta_T$ [-]
1	0,01248	0,53955	0,00113	0,16735
2	0,01204	0,50916	0,00111	0,18075
3	0,01128	0,46885	0,00084	0,15796
4	0,01044	0,41676	0,00054	0,12478
5	0,00997	0,38901	0,00044	0,11306
6	0,01000	0,37554	0,00044	0,11738
7	0,00984	0,39748	0,00039	0,09868
8	0,00976	0,37828	0,00037	0,10050
9	0,00962	0,36232	0,00036	0,10253
10	0,00957	0,38318	0,00035	0,09659
11	0,00961	0,36754	0,00040	0,11374
12	0,00951	0,36850	0,00039	0,11023
13	0,00864	0,32621	0,00015	0,05292
14	0,00873	0,32769	0,00013	0,04474
15	0,00880	0,33294	0,00015	0,05103
16	0,00859	0,32299	0,00012	0,04204
17	0,00863	0,32340	0,00011	0,04101
18	0,00841	0,31368	0,00009	0,03512
19	0,01875	1,03127	0,00278	0,14377
20	0,01919	1,08743	0,00372	0,17815
21	0,01814	0,99354	0,00330	0,18300
22	0,01546	0,76225	0,00216	0,18339
23	0,01659	0,77413	0,00278	0,21667
24	0,02309	1,36883	0,00585	0,18513
25	0,02467	1,73869	0,00695	0,16210
26	0,02320	1,49920	0,00603	0,17338
27	0,02051	1,15006	0,00484	0,20505
28	0,01849	0,98002	0,00398	0,21949
29	0,01804	0,96315	0,00366	0,21052
30	0,01705	0,83219	0,00326	0,22968
31	0,01873	1,02123	0,00410	0,21427
32	0,01723	0,90451	0,00331	0,21257
33	0,01904	0,98688	0,00397	0,21157
34	0,03136	2,57758	0,01077	0,13320
35	0,01550	0,74292	0,00200	0,17386
36	0,01534	0,73418	0,00198	0,17589

Tabela I.13 – Teste no modo bomba, carcaça A, parâmetros de desempenho.

Nº de referência	Q [L/min]	H[m]	P [W]	$\eta_P$ [%]
1	0,00	14,29	823,76	0,00
2	19,33	12,54	831,11	4,78
3	36,17	11,43	889,95	7,61
4	52,33	10,66	926,73	9,79
5	70,83	8,91	1000,28	10,29
6	88,67	7,15	1095,89	9,45
7	103,67	5,44	1154,73	7,98

Tabela I.14 – Teste B1, carcaça B, parâmetros de desempenho.

Nº de referência	Q [L/min]	H[m]	P [W]	$\eta_P$ [%]
1	0,00	18,26	639,88	0,00
2	17,67	18,08	669,30	7,80
3	35,00	16,59	684,01	13,87
4	51,83	15,26	706,08	18,31
5	67,50	15,05	764,92	21,71
6	82,67	13,28	875,24	20,50

Tabela I.15 – Teste B2, carcaça B, parâmetros de desempenho.

Nº de referência	Q [L/min]	H[m]	P [W]	$\eta_P$ [%]
1	0,00	17,89	625,17	0,00
2	16,67	17,28	684,01	6,88
3	35,50	17,10	698,72	14,20
4	50,33	17,05	728,14	19,26
5	66,00	16,48	794,34	22,38
6	83,00	14,53	897,31	21,97
7	90,33	13,26	1000,28	19,57

Tabela I.16 – Teste B3, carcaça B, parâmetros de desempenho.

Nº de referência	Q [L/min]	H[m]	P [W]	$\eta_P$ [%]
1	0,00	18,22	720,79	0,00
2	45,17	17,15	1000,28	12,66
3	84,17	14,02	1250,35	15,43
4	140,67	3,28	1471,00	5,13

Tabela I.17 – Potência dissipada no retentor para  $f = 0,388$ , teste 1A,  $H = 60,81[m]$  e  $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ .

Nº de referência	Teste 1A, H = 60,81[m]		Retentor	
	$\omega$ [rpm]	P[W]	$P_R$ [W]	$P_R/P$ [-]
1				
2	3462,00	65,65	20,51	0,31
3	3400,33	86,35	19,79	0,23
4	3412,00	92,05	20,17	0,22
5	3358,00	113,81	19,38	0,17
6	3286,33	138,41	18,58	0,13
7	3103,67	211,16	17,47	0,08
8	2912,33	260,88	17,21	0,07
9	2666,00	294,39	15,82	0,05
10	2450,00	336,49	14,35	0,04
11	2316,33	352,07	14,18	0,04
12	2124,67	382,34	12,87	0,03
13	2467,67	340,65	14,65	0,04
14	2301,33	333,56	14,52	0,04
15	2260,33	344,59	13,83	0,04

Tabela I.18 – Potência dissipada no retentor para  $f = 1$ , teste 1A,  $H = 60,81[m]$  e  $\omega_{Booster} = 2600[rpm]$ .

Nº de referência	Teste 1A, H = 60,81[m]		Retentor	
	$\omega$ [rpm]	P[W]	$P_R$ [W]	$P_R/P$ [-]
1				
2	3462,00	65,65	52,86	0,81
3	3400,33	86,35	51,02	0,59
4	3412,00	92,05	51,99	0,56
5	3358,00	113,81	49,94	0,44
6	3286,33	138,41	47,87	0,35
7	3103,67	211,16	45,02	0,21
8	2912,33	260,88	44,35	0,17
9	2666,00	294,39	40,78	0,14
10	2450,00	336,49	36,97	0,11
11	2316,33	352,07	36,54	0,10
12	2124,67	382,34	33,17	0,09
13	2467,67	340,65	37,76	0,11
14	2301,33	333,56	37,43	0,11
15	2260,33	344,59	35,65	0,10

Tabela I.19 – Teste no modo bomba, carcaça A, parâmetros adimensionais de desempenho.

<b>Nº de referência</b>	<b><math>C_q</math> [-]</b>	<b><math>C_h</math> [-]</b>	<b><math>C_p</math> [-]</b>	<b><math>\eta_P</math> [-]</b>
1	0,00000	0,09501	0,00132	0,00000
2	0,00076	0,08338	0,00134	0,04780
3	0,00143	0,07600	0,00143	0,07610
4	0,00207	0,07088	0,00149	0,09790
5	0,00280	0,05924	0,00161	0,10290
6	0,00350	0,04754	0,00176	0,09450
7	0,00410	0,03617	0,00186	0,07980

Tabela I.20 – Teste B3, carcaça B, parâmetros adimensionais de desempenho.

<b>N º de referência</b>	<b><math>C_q</math> [-]</b>	<b><math>C_h</math> [-]</b>	<b><math>C_p</math> [-]</b>	<b><math>\eta_P</math> [-]</b>
1	0,00000	0,11943	0,00153	0,00000
2	0,00179	0,11468	0,00211	0,12660
3	0,00337	0,09561	0,00269	0,15430
4	0,00568	0,02279	0,00324	0,05130

Tabela I.21 – Modo turbina teórico, carcaça A, parâmetros adimensionais de desempenho (nº de referência 1 ao 35).

Nº de referência	$C_{q,TE}$ [-]	$C_{h,TE}$ [-]	$C_{p,TE}$ [-]	$\eta_{TE}$ [-]
1	0,00441	0,22162	0,00001	0,00565
2	0,00455	0,22187	0,00001	0,01169
3	0,00469	0,22222	0,00002	0,01770
4	0,00484	0,22269	0,00003	0,02369
5	0,00498	0,22327	0,00003	0,02963
6	0,00512	0,22396	0,00004	0,03553
7	0,00526	0,22476	0,00005	0,04137
8	0,00540	0,22567	0,00006	0,04714
9	0,00555	0,22669	0,00007	0,05285
10	0,00569	0,22783	0,00008	0,05847
11	0,00583	0,22907	0,00009	0,06400
12	0,00597	0,23043	0,00010	0,06945
13	0,00612	0,23190	0,00011	0,07479
14	0,00626	0,23348	0,00012	0,08003
15	0,00640	0,23517	0,00013	0,08515
16	0,00654	0,23697	0,00014	0,09017
17	0,00668	0,23889	0,00015	0,09506
18	0,00683	0,24091	0,00016	0,09982
19	0,00697	0,24305	0,00018	0,10446
20	0,00711	0,24529	0,00019	0,10897
21	0,00725	0,24765	0,00020	0,11335
22	0,00740	0,25012	0,00022	0,11759
23	0,00754	0,25270	0,00023	0,12170
24	0,00768	0,25539	0,00025	0,12567
25	0,00782	0,25820	0,00026	0,12950
26	0,00796	0,26111	0,00028	0,13319
27	0,00811	0,26414	0,00029	0,13674
28	0,00825	0,26728	0,00031	0,14015
29	0,00839	0,27052	0,00033	0,14342
30	0,00853	0,27388	0,00034	0,14656
31	0,00868	0,27735	0,00036	0,14956
32	0,00882	0,28094	0,00038	0,15243
33	0,00896	0,28463	0,00040	0,15516
34	0,00910	0,28843	0,00041	0,15776
35	0,00924	0,29235	0,00043	0,16024

Tabela I.22 – Modo turbina teórico, carcaça A, parâmetros adimensionais de desempenho, (nº de referência 36 ao 70).

Nº de referência	$C_{q,TE}$ [-]	$C_{h,TE}$ [-]	$C_{p,TE}$ [-]	$\eta_{TE}$ [-]
36	0,00939	0,29638	0,00045	0,16258
37	0,00953	0,30052	0,00047	0,16481
38	0,00967	0,30477	0,00049	0,16691
39	0,00981	0,30913	0,00051	0,16889
40	0,00996	0,31360	0,00053	0,17076
41	0,01010	0,31818	0,00055	0,17252
42	0,01024	0,32288	0,00058	0,17416
43	0,01038	0,32768	0,00060	0,17570
44	0,01052	0,33260	0,00062	0,17713
45	0,01067	0,33763	0,00064	0,17847
46	0,01081	0,34277	0,00067	0,17970
47	0,01095	0,34802	0,00069	0,18085
48	0,01109	0,35338	0,00071	0,18190
49	0,01124	0,35885	0,00074	0,18286
50	0,01138	0,36444	0,00076	0,18374
51	0,01152	0,37014	0,00079	0,18453
52	0,01166	0,37594	0,00081	0,18525
53	0,01180	0,38186	0,00084	0,18589
54	0,01195	0,38789	0,00086	0,18646
55	0,01209	0,39403	0,00089	0,18695
56	0,01223	0,40028	0,00092	0,18738
57	0,01237	0,40665	0,00094	0,18775
58	0,01252	0,41312	0,00097	0,18805
59	0,01266	0,41971	0,00100	0,18830
60	0,01280	0,42640	0,00103	0,18848
61	0,01294	0,43321	0,00106	0,18862
62	0,01308	0,44013	0,00109	0,18870
63	0,01323	0,44716	0,00112	0,18873
64	0,01337	0,45431	0,00115	0,18872
65	0,01351	0,46156	0,00118	0,18866
66	0,01365	0,46892	0,00121	0,18855
67	0,01380	0,47640	0,00124	0,18841
68	0,01394	0,48399	0,00127	0,18823
69	0,01408	0,49168	0,00130	0,18801
70	0,01422	0,49949	0,00133	0,18775

Tabela I.23 – Modo turbina teórico, carcaça B, parâmetros adimensionais de desempenho (n° de referência 1 ao 40).

N ° de referência	$C_{q,TE}$ [-]	$C_{h,TE}$ [-]	$C_{p,TE}$ [-]	$\eta_{TE}$ [-]
1	0,00345	0,28694	0,00000	0,00146
2	0,00370	0,28654	0,00001	0,01390
3	0,00395	0,28657	0,00003	0,02633
4	0,00419	0,28702	0,00005	0,03870
5	0,00444	0,28790	0,00007	0,05096
6	0,00469	0,28920	0,00009	0,06305
7	0,00493	0,29092	0,00011	0,07492
8	0,00518	0,29307	0,00013	0,08653
9	0,00543	0,29564	0,00016	0,09783
10	0,00567	0,29863	0,00018	0,10878
11	0,00592	0,30205	0,00021	0,11934
12	0,00617	0,30589	0,00024	0,12949
13	0,00641	0,31015	0,00028	0,13920
14	0,00666	0,31484	0,00031	0,14844
15	0,00691	0,31995	0,00035	0,15720
16	0,00715	0,32549	0,00039	0,16548
17	0,00740	0,33145	0,00042	0,17325
18	0,00765	0,33783	0,00047	0,18052
19	0,00789	0,34464	0,00051	0,18729
20	0,00814	0,35187	0,00055	0,19357
21	0,00839	0,35952	0,00060	0,19936
22	0,00863	0,36760	0,00065	0,20467
23	0,00888	0,37610	0,00070	0,20952
24	0,00913	0,38502	0,00075	0,21391
25	0,00937	0,39437	0,00081	0,21788
26	0,00962	0,40414	0,00086	0,22142
27	0,00987	0,41434	0,00092	0,22457
28	0,01011	0,42496	0,00098	0,22735
29	0,01036	0,43600	0,00104	0,22976
30	0,01061	0,44747	0,00110	0,23183
31	0,01085	0,45936	0,00116	0,23359
32	0,01110	0,47167	0,00123	0,23504
33	0,01135	0,48441	0,00130	0,23622
34	0,01159	0,49757	0,00137	0,23713
35	0,01184	0,51116	0,00144	0,23780
36	0,01209	0,52517	0,00151	0,23824
37	0,01233	0,53960	0,00159	0,23847
38	0,01258	0,55446	0,00166	0,23850
39	0,01283	0,56974	0,00174	0,23836
40	0,01307	0,58544	0,00182	0,23805



Tabela I.24 – Modo turbina teórico, carcaça B, parâmetros adimensionais de desempenho (n° de referência 41 ao 80).

N° de referência	$C_{q,TE}$ [-]	$C_{h,TE}$ [-]	$C_{p,TE}$ [-]	$\eta_{TE}$ [-]
41	0,01332	0,60157	0,00190	0,23759
42	0,01357	0,61812	0,00199	0,23700
43	0,01381	0,63509	0,00207	0,23627
44	0,01406	0,65249	0,00216	0,23543
45	0,01431	0,67031	0,00225	0,23449
46	0,01455	0,68856	0,00234	0,23345
47	0,01480	0,70723	0,00243	0,23232
48	0,01505	0,72632	0,00253	0,23112
49	0,01529	0,74583	0,00262	0,22985
50	0,01554	0,76577	0,00272	0,22852
51	0,01579	0,78614	0,00282	0,22713
52	0,01603	0,80693	0,00292	0,22569
53	0,01628	0,82814	0,00302	0,22422
54	0,01653	0,84977	0,00313	0,22270
55	0,01677	0,87183	0,00323	0,22115
56	0,01702	0,89431	0,00334	0,21958
57	0,01727	0,91722	0,00345	0,21798
58	0,01751	0,94055	0,00356	0,21636
59	0,01776	0,96430	0,00368	0,21472
60	0,01801	0,98848	0,00379	0,21308
61	0,01825	1,01308	0,00391	0,21142
62	0,01850	1,03810	0,00403	0,20975
63	0,01875	1,06355	0,00415	0,20808
64	0,01899	1,08942	0,00427	0,20641
65	0,01924	1,11572	0,00440	0,20474
66	0,01949	1,14243	0,00452	0,20307
67	0,01973	1,16958	0,00465	0,20141
68	0,01998	1,19714	0,00478	0,19974
69	0,02023	1,22513	0,00491	0,19809
70	0,02047	1,25355	0,00504	0,19644
71	0,02072	1,28238	0,00518	0,19480
72	0,02097	1,31164	0,00531	0,19317
73	0,02121	1,34133	0,00545	0,19155
74	0,02146	1,37144	0,00559	0,18995
75	0,02171	1,40197	0,00573	0,18835
76	0,02195	1,43292	0,00588	0,18677
77	0,02220	1,46430	0,00602	0,18520
78	0,02245	1,49611	0,00617	0,18364
79	0,02269	1,52833	0,00632	0,18210
80	0,02294	1,56098	0,00647	0,18058

Tabela I.25 – Modo turbina teórico, carcaça B, parâmetros adimensionais de desempenho (n° de referência 81 ao 87).

N° de referência	$C_{q,TE}$ [-]	$C_{h,TE}$ [-]	$C_{p,TE}$ [-]	$\eta_{TE}$ [-]
81	0,02319	1,59406	0,00662	0,17906
82	0,02343	1,62755	0,00677	0,17757
83	0,02368	1,66147	0,00693	0,17609
84	0,02393	1,69582	0,00709	0,17462
85	0,02417	1,73059	0,00724	0,17317
86	0,02442	1,76578	0,00741	0,17174
87	0,02467	1,80139	0,00757	0,17032

Tabela I.26 – Teste 3A, freio acoplado.

Ponto experimental	BFT		<i>Booster</i>
N° de referência	Q [L/min]	$\omega$ [rpm]	$\omega$ [rpm]
1	106,22	1597,00	1500
2	112,71	1770,67	1600
3	118,86	1978,00	1700
4	126,02	2091,00	1800
5	133,40	2171,33	1900
6	139,63	2333,00	2000
7	147,25	2423,67	2100
8	153,69	2566,00	2200
9	159,92	2755,33	2300
10	166,57	2877,00	2400
11	173,14	3008,67	2500
12	179,80	3170,67	2600
13	187,21	3325,00	2700
14	192,97	3486,00	2800

Tabela I.27 – Teste 3A, freio desacoplado.

<b>Ponto experimental</b>	<b>BFT</b>		<b>Booster</b>
<b>Nº de referência</b>	<b>Q [L/min]</b>	<b><math>\omega</math> [rpm]</b>	<b><math>\omega</math> [rpm]</b>
1	63,79	899,67	900
2	70,05	1130,67	1000
3	76,07	1335,67	1100
4	82,18	1515,00	1200
5	88,51	1692,33	1300
6	94,74	1862,67	1400
7	101,00	2028,33	1500
8	107,35	2180,00	1600
9	114,20	2299,00	1700
10	121,66	2427,67	1800
11	127,45	2579,33	1900
12	134,47	2746,67	2000
13	140,72	2898,67	2100
14	147,58	3044,00	2200
15	154,18	3149,00	2300
16	160,55	3359,00	2400
17	166,95	3507,33	2500
18	173,05	3678,67	2600
19	178,73	3822,33	2700
20	185,19	4066,00	2800
21	191,39	4191,67	2900
22	199,44	4294,00	3000

Tabela I.28 – Teste 3B, freio acoplado.

<b>Ponto experimental</b>	<b>BFT</b>		<b>Booster</b>
<b>Nº de referência</b>	<b>Q [L/min]</b>	<b><math>\omega</math> [rpm]</b>	<b><math>\omega</math> [rpm]</b>
1	122,42	913,33	1200
2	131,71	1022,33	1300
3	140,03	1145,67	1400
4	148,66	1455,00	1500
5	152,74	1819,67	1600
6	160,46	2032,33	1700
7	169,97	2192,67	1800
8	179,02	2300,00	1900
9	186,99	2481,00	2000
10	195,89	2611,67	2100
11	206,98	2767,33	2200
12	214,30	2866,00	2300
13	221,74	3083,67	2400
14	232,18	3201,67	2500
15	242,85	3387,33	2600
16	252,99	3418,33	2700
17	262,25	3471,00	2800
18	269,08	3703,33	2900

## ANEXO II - FOTOS

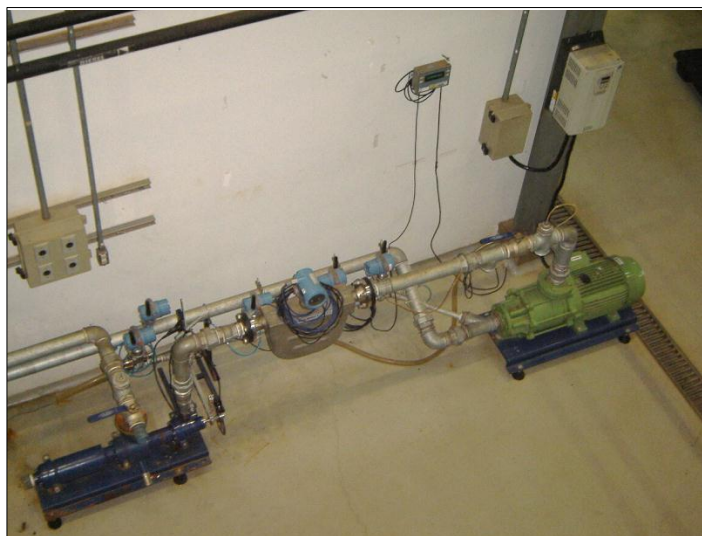


Figura II.1 – Instalações de testes.



Figura II.2 – Tanque de abastecimento do sistema.



(a)



(b)

Figura II.3 – Acionamento da BFT. (a) Variador de frequência da bomba *booster*, (b) Bomba *booster*.



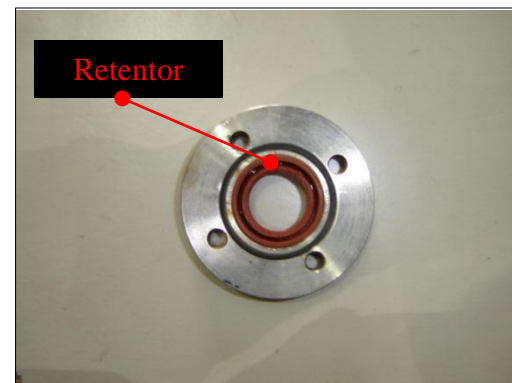
(a)



(b)



(c)

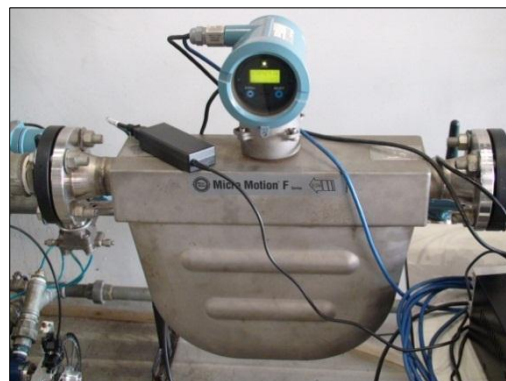


(d)

Figura II.4 – Componentes da BFT. (a) Carcaça A, (b) Carcaça B, (c) Rotor, (d) Retentor.



(a)



(b)



(c)

Figura II.5 – Sistema de instrumentação da BFT. (a) Transdutores de pressão, (b) Medidor Coriolis de vazão, (c) Tacômetro.